



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PERUBAHAN PARAMETER *VARIABLE ORIFICE*
SISTEM SUSPENSI HIDROLIK TERHADAP GAYA
REDAM YANG DIHASILKAN DAN RESPON
DINAMIS PENUMPANG PADA SEPEDA MOTOR
HONDA BEAT 2009**

AYU AULIA HAKIM
NRP. 2112100001

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2017



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELLING AND ANALYSING THE INFLUENCE
OF PARAMETER VARIATIONS IN ORIFICE
HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEM TO THE
DAMPING FORCE GENERATED AND DYNAMIC
RESPOND OF PASSENGER ON THE 2009 HONDA
BEAT MOTORCYCLE**

AYU AULIA HAKIM
NRP. 2112100001

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2017

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN
PARAMETER *VARIABLE ORIFICE* SISTEM SUSPensi
HIDROLIK TERHADAP GAYA REDAM YANG
DIHASILKAN DAN RESPON DINAMIS PENUMPANG
PADA SEPEDA MOTOR HONDA BEAT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

AYU AULIA HAKIM

NRP. 2112 100 001

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Eng. Harus Laksana G. ST., M.Eng. (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Aida Annisa Amin Daman, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198907052015042005
4. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 198908172015041003

SURABAYA

JANUARI, 2017

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN PARAMETER *VARIABLE ORIFICE* SISTEM SUSPENSI HIDROLIK TERHADAP GAYA REDAM YANG DIHASILKAN DAN RESPON DINAMIS PENUMPANG PADA SEPEDA MOTOR HONDA BEAT 2009

Nama Mahasiswa : Ayu Aulia Hakim
NRP : 2112100001
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.

Abstrak

Salah satu kendaraan yang paling banyak dipakai masyarakat Indonesia adalah sepeda motor. Kendaraan ini harus di desain senyaman mungkin agar pengendara tidak mudah lelah terutama saat berjalan di jalan yang tidak rata. Salah satu aspek yang dapat mempengaruhi kenyamanan sepeda motor saat dikendarai adalah kemampuan sistem suspensi untuk meredam getaran yang ditimbulkan oleh mesin motor itu sendiri maupun akibat profil jalan yang tidak rata. Salah satu cara untuk meningkatkan kenyamanan yaitu memodifikasi sistem suspensi hidrolik dengan variable orifice.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan simulasi dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan perubahan parameter pada sistem suspensi hidroliknya. Parameter yang diubah adalah dimensi dan posisi dari orifice yang awalnya berbentuk lingkaran dengan diameter 0,0019m menjadi bentuk persegi panjang dengan lebar 0,002834m dan panjang 0,003m. Sistem suspensi dan sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi variable orifice disimulasikan pada MATLAB. Parameter yang dibutuhkan untuk menjalankan simulasi seperti diameter piston (0,01616m), piston rod (0,0081m),

dan diameter orifice (0,0019m), selain itu juga parameter dari kendaraan seperti massa (44,65kg), dan seluruh koefisien pegas dan damping pada kendaraan. Simulasi dilakukan untuk mencari gaya redam dan respon dinamis yang lebih baik dari sistem suspensi sebelum modifikasi.

Dari hasil simulasi pada sistem suspensi variable orifice shock absorber didapatkan bahwa perubahan dimensi dan posisi dari orifice mempengaruhi besarnya gaya redam yang terjadi serta mengubah karakteristik dari respon dinamis penumpang pada kendaraan dengan penggunaan sistem suspensi tersebut. Gaya redam terbesar dimiliki oleh sistem suspensi variable orifice pada semua variasi frekuensi saat kompresi maupun ekspansi. Karakteristik dari gaya redam sistem suspensi variable orifice mengikuti besarnya perpindahan piston, setiap perpindahan piston akan menghasilkan nilai gaya redam yang berbeda. Respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan pada sistem suspensi variable orifice pada semua variasi frekuensi memiliki nilai yang lebih kecil dibanding dengan sistem suspensi sebelum modifikasi. Untuk percepatan RMS dan perpindahan RMS pada sistem suspensi variable orifice masih lebih baik dibanding dengan sistem suspensi sebelum modifikasi.

Kata kunci : sistem suspensi sepeda motor, hidrolik shock absorber, respon dinamis, parameter, variable orifice.

**MODELLING AND ANALYSING THE INFLUENCE OF
PARAMETER VARIATIONS IN VARIABLE ORIFICE
HYDRAULIC SUSPENSION SYSTEM TO THE DAMPING
FORCE GENERATED AND DYNAMIC RESPOND OF
PASSANGERS IN THE 2009 HONDA BEAT MOTORCYCLE**

Student's Name : Ayu Aulia Hakim
NRP : 2112100001
Department : Mechanical Engineering
**Supervising Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng.**

Abstract

One of the most widely used vehicle for Indonesian society are motorcycles. These vehicles should be designed as comfortable as possible so that riders are not exhausted and injured easily, especially when they are riding on bumpy road. One aspect that can affect the comfort of motorcycle while driving is the ability of the suspension system to dampen the vibration caused by the engine itself or due to uneven road profile. One way to increase comfort is to modify the hydraulic suspension system with varying the orifice.

This final project is about modeling and simulating the system of a half-motorcycle and varying the parameters on hydraulic suspension system. Parameters that are changed are the dimensions and position of the orifice, which is initially circular with a diameter 0,0019m, into a rectangular shape with a width 0,002834m and length 0,003m. The suspension system and the half motorcycle system with the installation of the variable orifice shock absorber, are simulated in MATLAB. The parameters required to be defined to run the simulation are, piston diameter (0,01616m), piston rod (0,0081m), and orifice diameter (0,0019m), and also the parameters of vehicle, which is mass (44,65kg), throughout the

spring and damping coefficient of the vehicle. Simulations are performed to find a better damping force and dynamic response of the suspension system prior to modification.

From the simulation results of the suspension system of variable orifice shock absorber, it is found that changes in the dimensions and position of the orifice influences the damping force that occurs as well as changing the characteristics of the dynamic response of the passengers in the vehicle with the use of the variable orifice suspension system. The largest damping force is generated by the variable orifice suspension system in all current frequency variations in compression and expansion. The characteristics of the suspension system damping force from the variable orifice follow the magnitude of displacement, each piston displacement will produce different damping force value. Dynamic response such as displacement, velocity, and acceleration of the variable orifice suspension system in all frequency variation has a smaller value than the conventional suspension system. The variable orifice suspension system has better acceleration RMS and displacement RMS than the conventional suspension system.

Keywords : motorcycle suspension system, hydraulic shock absorber, dynamic response, parameters, variable orifice.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, berkat rida dan tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan tepat waktu. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tercinta, khususnya kedua orangtua, (Alm.) Bapak Djunaedi dan Ibu Kristin Mardiana, yang selalu memberikan semangat dan doa terbaiknya untuk penulis. Kakak kandung penulis, Egi Qory Imamah yang selalu berbagi pengalaman berharga kepada penulis.
2. Dr. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT., Moch. Solichin, ST., MT., dan Aida Annisa A.D., ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
4. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
5. Teman Riset H.L.G, Fauzi, Didin, Bella, Betari, Wando, Fadli, Rachma, dan Pindi yang senantiasa memberi semangat, menemani, membimbing dan memberikan ilmu baru dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Keluarga besar LBMM, khususnya angkatan 2012 (Budals) dan Divisi HRD (Audi “Boy”, Satrio “Simbah”, Bahri “Cuprit”), yang memberikan pengalaman-pengalaman terbaik, tempat penulis menimba ilmu otomotif dan mengenal keluarga baru.

7. Teman-teman kesayangan M55 yang senantiasa memberi motivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita indah bagi penulis selama masa perkuliahan di Teknik Mesin ITS.
8. Semua abang dan adek (khususnya abang Jiyong, dek Sehun, BI, dan Bobby) yang selalu menjadi sumber semangat penulis dengan segala tingkah lakunya, dan menemani penulis disetiap malam lembur menuju *deadline*.
9. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir dengan baik dan tepat waktu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Konstruksi Sepeda Motor	5
2.2 Konstruksi <i>Shock Absorber</i> pada Sepeda Motor	6
2.3 Sistem Peredam Hidrolik.....	8
2.4 Teori Getaran <i>Base Excitation</i>	17
2.5 Pemodelan Dinamis Setengah Kendaraan Untuk Sepeda Motor	19
2.6 Transmisibilitas Perpindahan (<i>Displacement Transmissibility</i>)	20
2.7 Transmisibilitas Gaya (<i>Force Transmissibility</i>).....	21
2.8 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara.....	22

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian	25
3.2 Tahap Studi Literatur	27
3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi.....	28

3.3.1	Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi.....	28
3.3.2	Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi <i>Variable Orifice Shock Absorber</i>	29
3.3.3	Pembuatan Blok Simulasi dari Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan <i>Variable Orifice</i>	31
3.3.4	Analisis Grafik Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	32
3.4	Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	33
3.4.1	Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	33
3.4.2	Pembuatan Blok Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Pemasangan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	34
3.4.3	Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan <i>Variable Orifice Shock Absorber</i>	36

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1	Pemodelan Dinamis dan Gaya Redam pada Sistem Suspensi.....	39
4.1.1	Pemodelan dan Gaya Redam Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi.....	39
4.1.2	Pemodelan dan Gaya Redam Sistem Suspensi <i>Variable Orifice Shock Absorber</i>	43
4.2	Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor	49

4.2.1	Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi	49
4.2.2	Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	54
4.3	Diagram Blok	60
4.3.1	Input yang Digunakan.....	60
4.3.2	Diagram Blok Sistem Suspensi.....	63

BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1	Respon Dinamis Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi..	68
5.2	Respon Dinamis Sistem Suspensi <i>Variable Orifice Shock Absorber</i>	71
5.3	Perbandingan Respon Dinamis Kendaraan dari Sistem Suspensi Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice Shock Absorber</i>	74
5.3.1	Respon Penumpang terhadap Input Sinusoidal..	74
5.3.1.1	Kecepatan 20 km/jam.....	74
5.3.1.2	Kecepatan 40 km/jam.....	77
5.3.1.3	Kecepatan 60 km/jam.....	79
5.3.1.4	Kecepatan 80 km/jam.....	82
5.3.2	<i>Input Bump</i>	84
5.3.2.1	<i>Low Impact</i>	84
5.3.2.2	<i>High Impact</i>	86
5.4	Perbandingan RMS (Root Mean Square) Percepatan Penumpang pada Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i> dengan Variasi Kecepatan Kendaraan.....	88
5.5	Perbandingan <i>Displacement Transmissibility</i> Input Sinusoidal pada Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor Menggunakan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi <i>Variable Orifice</i>	91

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan.....	95
6.2 Saran.....	96

DAFTAR PUSTAKA.....	97
---------------------	----

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Sepeda motor matik dengan <i>monoshock shock absorber</i>	5
Gambar 2.2	<i>Mono tube</i> dan <i>twin tube shock absorber</i>	7
Gambar 2.3	Komponen <i>shock absorber</i>	8
Gambar 2.4	Siklus kompresi dan ekspansi	9
Gambar 2.5	Siklus kompresi pada <i>shock absorber</i>	10
Gambar 2.6	Siklus ekspansi pada <i>shock absorber</i>	11
Gambar 2.7	Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860$ kg/m ³), diameter piston ($D_p = 3$ cm) dan diameter orifice ($D_o = 1-3$ mm) dengan variasi frekuensi ..	13
Gambar 2.8	Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap gaya redam maksimum yang dihasilkan dari sistem suspensi <i>hydro-pneumatic</i> dengan massa jenis minyak ($\rho=860$ kg/m ³) dan diameter piston ($D_p = 3$ cm) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1-3$ mm)	14
Gambar 2.9	Grafik gaya redam terhadap perpindahan (a) variasi amplitudo (b) variasi frekuensi	15
Gambar 2.10	Grafik gaya redam terhadap <i>stroke</i>	17
Gambar 2.11	Contoh sederhana dari sistem <i>free vibrations with damping</i>	18
Gambar 2.12	<i>Base excitation</i> (a) Sistem fisik <i>base excitation</i> (b) <i>Free body diagram</i> untuk sistem <i>base excitation</i> [2]	18
Gambar 2.13	Model dinamis dan <i>free body diagram</i> setengah kendaraan untuk sepeda motor	19
Gambar 2.14	Grafik Variasi T_d dan ϕ terhadap r	20
Gambar 2.15	<i>Force Transmibility</i>	21
Gambar 2.16	Ketahanan Badan Manusia terhadap Percepatan Linier yang Dapat Diterima.....	23
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	26

Gambar 3.2	Pemodelan fisik <i>shock absorber</i> sebelum modifikasi	28
Gambar 3.3	Pemodelan dinamis <i>shock absorber</i> sebelum modifikasi.....	29
Gambar 3.4	(a) Model fisik (b) Model dinamis <i>variable orifice shock absorber</i>	30
Gambar 3.5	Diagram alir proses pembuatan blok diagram pada Simulink untuk kedua sistem suspensi.....	32
Gambar 3.6	Model dinamis dan <i>free body diagram</i> sistem setengah kendaraan sepeda motor	34
Gambar 3.7	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem $\frac{1}{2}$ kendaraan sepeda motor.....	35
Gambar 4.1	Model fisik sistem suspensi sebelum modifikasi	43
Gambar 4.2	Model dinamis <i>shock absorber</i> sebelum modifikasi (a)kompresi (b) ekspansi	44
Gambar 4.3	Gambar fisik <i>variable orifice shock absorber</i>	47
Gambar 4.4	Model dinamis <i>variable orifice shock absorber</i> ...	48
Gambar 4.5	Ilustrasi pergerakan piston <i>variable orifice</i>	54
Gambar 4.6	Model dinamis dan <i>free body diagram</i> sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi.....	56
Gambar 4.7	Model dinamis dan <i>free body diagram</i> sistem setengah kendaraan sepeda motor <i>variable orifice shock absorber</i>	58
Gambar 4.8	<i>Free body diagram</i> 1 (massa roda)	59
Gambar 4.9	<i>Free body diagram</i> 2 (massa kendaraan)	61
Gambar 4.10	<i>Free body diagram</i> 3 (massa penumpang)	63
Gambar 4.11	<i>Input Bump</i>	65
Gambar 4.12	Profil jalan dengan input sinusoidal	66
Gambar 4.13	Blok diagram sistem suspensi sebelum modifikasi	67
Gambar 4.14	Blok diagram sistem suspensi <i>variable orifice shock absorber</i>	67
Gambar 4.15	Blok diagram sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi sebelum	

	modifikasi atau sistem suspensi <i>variable orifice shock absorber</i> dengan <i>input</i> sinusoidal	68
Gambar 4.16	Diagram blok input bump	68
Gambar 4.17	Blok diagram sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice shock absorber</i> dengan <i>input bump</i>	69
Gambar 5.1	Grafik respon gaya redam terhadap (a) perpindahan(b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi	73
Gambar 5.2	Grafik respon gaya redam terhadap (a)perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi <i>variable orifice</i>	77
Gambar 5.3	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan <i>input</i> sinusoidal ($v = 20 \text{ km/jam}$)	79
Gambar 5.4	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan <i>input</i> sinusoidal ($v = 40 \text{ km/jam}$)	82
Gambar 5.5	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input sinusoidal ($v = 60 \text{ km/jam}$)	84
Gambar 5.6	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan <i>input</i> sinusoidal ($v = 80 \text{ km/jam}$)	86
Gambar 5.7	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input bump ($\gamma = 1$)	89
Gambar 5.8	Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah	

	kendaraan sepeda motor dengan input bump ($\gamma = 5$).	92
Gambar 5.9	Perbandingan percepatan RMS dari respon penumpang kendaraan yang menggunakan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i>	93
Gambar 5.10	Grafik hasil dari plotting percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan penumpang saat berkendara berdasarkan ISO 2631	94
Gambar 5.11	Grafik perbandingan <i>displacement transmissibility</i> antara penggunaan sistem suspensi sebelum modifikasi dan <i>variable orifice</i>	96

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter <i>orifice</i> ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$).....	13
Tabel 2.2	Reaksi kenyamanan terhadap percepatan ISO 2631 .	22
Tabel 3.1	Parameter sepeda motor Honda Beat	36
Tabel 3.2	Parameter <i>shock absorber</i> sebelum modifikasi.....	36
Tabel 3.3	Parameter <i>variable orifice shock absorber</i>	36
Tabel 4.1	Keterangan rumus	52
Tabel 5.1	Parameter dan variasi sistem suspensi sebelum modifikasi.....	72
Tabel 5.2	Data gaya redam sistem suspensi sebelum modifikasi.....	74
Tabel 5.3	Variasi pada sistem suspensi <i>variable orifice</i>	75
Tabel 5.4	Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i> ($v = 20 \text{ km/jam}$)	80
Tabel 5.5	Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i> ($v = 40 \text{ km/jam}$)	82
Tabel 5.6	respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i> ($v = 60 \text{ km/jam}$)	85
Tabel 5.7	Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i> ($v = 80 \text{ km/jam}$)	87
Tabel 5.8	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan <i>input bump</i> ($\gamma = 1$)	90

Tabel 5.9	Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan <i>input bump</i> ($\gamma = 5$)	90
Tabel 5.10	Nilai percepatan RMS dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i>	93
Tabel 5.11	Perbandingan nilai ketahanan pengemudi saat berkendara dengan kendaraan yang menggunakan sistem suspensi sebelum modifikasi dan <i>variable orifice</i>	94
Tabel 5.12	Nilai perpindahan RMS dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi <i>variable orifice</i>	96

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di era modern ini masyarakat dengan mobilitas tinggi membutuhkan kendaraan yang nyaman untuk berpindah dari satu tempat ke tempat lain, baik itu jarak dekat maupun jarak jauh. Menurut Badan Pusat Statistik, salah satu kendaraan yang paling banyak digunakan masyarakat Indonesia adalah sepeda motor. Kendaraan ini harus didesain senyaman mungkin agar pengendara tidak mudah lelah saat berkendara, karena kelelahan dapat membuat pengendara lalai sehingga memicu kecelakaan lalu lintas. Berdasarkan data dari WHO (World Health Organization) pada tahun 2015 Indonesia menjadi negara ketiga dengan total kematian akibat kecelakaan lalu lintas terbanyak di Asia.

Salah satu upaya untuk menekan angka kecelakaan lalu lintas di Indonesia adalah dengan meningkatkan kenyamanan sepeda motor itu sendiri. Saat sepeda motor digunakan, pengemudi maupun penumpang akan merasakan getaran yang disebabkan oleh profil jalan yang tidak rata, maupun getaran yang berasal dari mesin kendaraan. Getaran ini tentu saja akan mengganggu pengemudi dan penumpang dalam perjalanannya, karena itu diciptakan sistem suspensi untuk meredam getaran tersebut semaksimal mungkin.

Batasan getaran yang boleh diterima oleh pengemudi selama mengendarai kendaraan tercantum dalam ISO 2631^[1]. Untuk memenuhi kriteria yang telah ditetapkan pada ISO 2631 perlu dikembangkan *shock absorber* untuk mencapai respon yang diinginkan yaitu kenyamanan bagi penumpang dan pengemudi dalam kondisi jalan yang bervariasi maupun saat terjadi perubahan kecepatan dan perubahan massa muatan. Parameter – parameter yang ada pada sistem suspensi seperti dimensi *shock absorber*, tekanan, dan volume fluida akan mempengaruhi karakteristik gaya redam dan respon dinamis dari kendaraan yang menggunakan sistem suspensi tersebut. Agar sistem suspensi memiliki performa

yang lebih baik maka perlu dilakukan analisa untuk mengetahui karakteristik gaya redam dan respon dinamis dari sistem suspensi sepeda motor dengan *variable orifice*.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh parameter dimensi dan posisi dari *variable orifice shock absorber* terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi pada sepeda motor?
2. Bagaimana respon dinamis dari penumpang akibat perubahan posisi dan variasi luasan *variable orifice shock absorber* pada sistem suspensi sepeda motor?
3. Bagaimana perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi sepeda motor sebelum dan sesudah menggunakan *variable orifice shock absorber* ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui pengaruh parameter dimensi dan posisi dari *variable orifice shock absorber* terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi pada sepeda motor.
2. Untuk mengetahui respon dinamis dari penumpang akibat perubahan posisi dan variasi luasan *variable orifice shock absorber* pada sistem suspensi sepeda motor.
3. Untuk mengetahui perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* sepeda motor sebelum dan sesudah menggunakan *variable orifice shock absorber*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk simulasi, hanya menggunakan sistem setengah kendaraan sepeda motor.
2. Kendaraan yang dimodelkan adalah sepeda motor Honda Beat 2009.

3. Parameter yang digunakan dalam simulasi berdasarkan jurnal.
4. Profil jalan dimodelkan sebagai *input* sinusoidal dan *bump*.
5. Fluida kerja minyak pada silinder hidrolik diasumsikan *incompressible flow*.
6. *Headloss* diabaikan.
7. Metode simulasi yang digunakan adalah *state variable*

1.5 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah :

1. Memberikan informasi mengenai pengaruh parameter dimensi dan posisi dari *variable orifice shock absorber* terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh sistem suspensi pada sepeda motor.
2. Memberikan informasi mengenai respon dinamis dari penumpang akibat perubahan posisi dan variasi luasan *variable orifice shock absorber* pada sistem suspensi sepeda motor.
3. Memberikan informasi mengenai perbandingan gaya redam yang dihasilkan oleh *shock absorber* sepeda motor sebelum dan sesudah menggunakan *variable orifice shock absorber*.

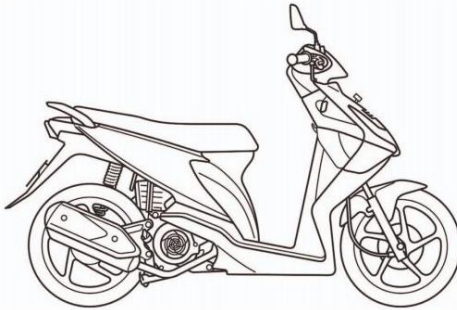
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Konstruksi Sepeda Motor

Sepeda motor adalah kendaraan beroda dua yang digerakkan oleh sebuah mesin yang mengubah campuran energi kimia dari bahan bakar dan udara menjadi energi mekanik yang digunakan untuk menggerakkan roda.



Gambar 2. 1 Sepeda motor matik dengan *monoshock shock absorber*

Terdapat beberapa sistem utama pada sepeda motor, yaitu :

1. Unit daya (*engine*)
Engine berfungsi sebagai penghasil sumber tenaga untuk menggerakkan sepeda motor, *engine* yang digunakan pada sepeda motor adalah *internal combustion engine* (motor pembakaran dalam).
2. Sistem pemindah daya (*drivetrain*)
Drivetrain berfungsi untuk memindahkan tenaga yang dihasilkan *engine* ke roda dan untuk meningkatkan kecepatan kendaraan.
3. Sistem suspensi
Sistem suspensi dirancang untuk meredam getaran akibat kerja mesin, meredam getaran dari benturan roda dengan

kondisi jalan dan penyetabil kendaraan saat berbelok sehingga mudah dikendalikan.

4. Bagian *support* dan penyangga (*body*)
Terdiri dari beberapa komponen untuk menunjang agar sepeda motor dapat berjalan dan berbelok. Rangka berfungsi sebagai penopang mesin, sistem suspensi, dan sistem kelistrikan menjadi satu kesatuan sehingga sepeda motor dapat berjalan, serta berfungsi sebagai penyangga beban.
5. Sistem kelistrikan
Sistem kelistrikan sepeda motor menyediakan arus listrik untuk beberapa keperluan yaitu sistem pembangkit listrik, pengisian, pengukuran, pengapian, penerangan dan sistem tanda, serta *starter*.

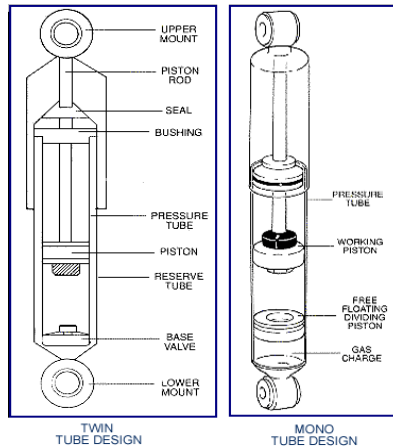
2.2 Konstruksi *Shock Absorber* pada Sepeda Motor

Fungsi utama *shock absorber* adalah untuk meningkatkan kenyamanan pengemudi dan penumpang saat berkendara. *Shock absorber* meredam getaran yang muncul pada kendaraan sehingga getaran tidak dirasakan oleh pengemudi maupun penumpang. Adanya *shock absorber* juga dapat mengendalikan stabilitas kendaraan dan memudahkan pengendalian kendaraan. *Shock absorber* pada bagian depan sepeda motor disebut sebagai *front fork*, sedangkan bagian belakang disebut *oil cushion unit* (OCU).

Berikut adalah klasifikasi *shock absorber* berdasarkan :

- a. Gaya redam yang dihasilkan :
 - *Single action*, gaya redam hanya terjadi pada langkah memanjang (*expansion stroke*), gaya redam tidak terjadi pada langkah memendek (*compression stroke*).
 - *Double action*, gaya redam terjadi pada langkah memanjang dan langkah memendek.
- b. Konstruksi :
 - *Mono Tube*, hanya terdiri dari satu tabung dimana posisi tabung berada di atas.

- *Double Tube*, terdiri dari dua tabung, tabung dalam disebut *cylinder* sedangkan tabung luar disebut *outer shell*.



Gambar 2. 2 *Mono tube* dan *twin tube shock absorber*

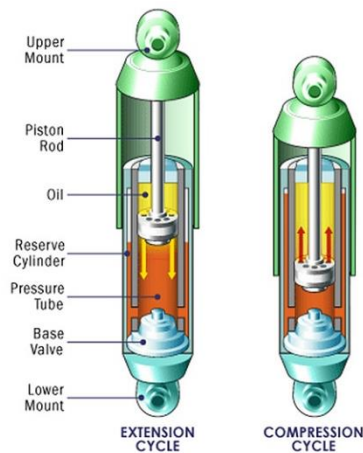
c. Media pengisi:

- *Oil type*, tabung dalam (*cylinder*) berisi oli, saat peredam kejut bekerja maka oli akan mengisi sebagian ruang pada tabung luar
- *Gas type*, tabung dalam berisi oli sedangkan tabung luar berisi gas nitrogen bertekanan yang akan mengisi ruang luar pada tabung luar pada saat bekerja.

Konstruksi utama *shock absorber* terdiri atas piston, *piston rod*, dan tabung, seperti terlihat pada gambar 2.3. Piston adalah komponen penting yang berada di dalam tabung *shock absorber* yang bergerak naik turun di saat *shock absorber* bekerja. Tabung adalah tempat untuk fluida *shock absorber* sekaligus ruang untuk gerak naik turunnya piston. Sedangkan *piston rod* adalah batang

yang menghubungkan piston dengan tabung bagian atas dari *shock absorber*

Shock absorber bekerja pada dua siklus, yaitu siklus kompresi (tekan) dan siklus ekspansi (tarik). Berdasarkan gambar 2.3 siklus kompresi terjadi saat piston bergerak ke bawah, menekan fluida yang berada pada ruang di bawah piston. Fluida yang ditekan piston akan naik menuju ke ruang di atas piston melalui lubang kecil pada piston yang disebut *orifice*.

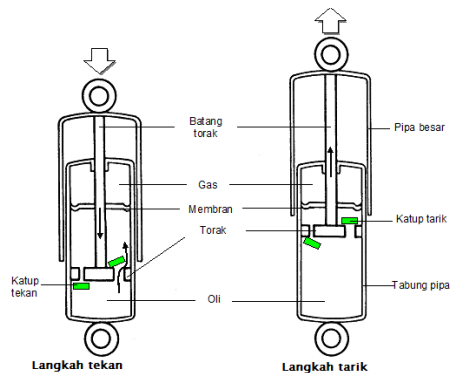


Gambar 2. 3 Komponen *shock absorber*

2.3 Sistem Peredam Hidrolik

Shock absorber merupakan komponen penting dalam sistem suspensi yang berguna untuk meredam gaya osilasi dari pegas. *Shock absorber* memperlambat dan mengurangi besarnya getaran dengan mengubah energi kinetik dari gerakan naik turun menjadi energi panas yang dapat dihamburkan melalui cairan hidrolik. Sistem suspensi ini bekerja dalam dua siklus, yaitu siklus kompresi dan siklus ekspansi. Proses siklus kompresi (langkah tekan) dan

siklus ekspansi (langkah tarik) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Siklus kompresi dan ekspansi

- **Siklus Kompresi**

Gaya osilasi dari pegas suspensi menekan *shock absorber* sehingga terjadi siklus kompresi, yaitu saat piston bergerak ke bawah menekan fluida hidrolik di ruang bawah piston. Fluida hidrolik ini akan naik ke ruang atas piston melalui lubang kecil (*orifice*) yang ada pada piston (terdapat dua jenis *orifice* pada piston, satu *orifice* akan terbuka saat kompresi sedangkan *orifice* yang lain akan menutup), sementara lubang *orifice* yang lain akan tertutup karena katup yang menutup saluran tersebut. Penutupan katup ini disebabkan karena mekanisme katup yang berupa membran (plat tipis) dipasang di bawah piston, sehingga ketika fluida hidrolik berusaha naik ke atas maka katup membran ini akan terdorong oleh fluida yang berakibat menutupnya saluran *orifice*.

Jadi fluida hidrolik menuju ruang di atas piston melalui lubang yang besar pada piston, sedangkan fluida hidrolik tidak bisa keluar melalui saluran *orifice* pada piston. Pada saat ini *shock absorber* tidak melakukan peredaman terhadap gaya

osilasi dari pegas suspensi karena fluida hidrolik dapat naik ke ruang atas piston dengan sangat mudah.

Gaya redam saat siklus kompresi pada *shock absorber* hidrolik dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolik dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut :

$$F_d = \frac{\rho}{2} A_2 v_2^2 \left(\left(\frac{A_2}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.1)$$

dimana,

$$A_2 = \frac{1}{4} \pi d_2^2 \quad (2.2)$$

Keterangan :

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- A_2 : luas area kompresi (m^2)
- A_{tube} : luas *tube* (m^2)
- V_2 : kecepatan aliran kompresi (m/s)
- d_2 : diameter piston (m)



Gambar 2. 5 Siklus kompresi pada *shock absorber*

- Siklus Ekspansi

Saat siklus ekspansi piston akan bergerak dari bawah naik ke atas menyebabkan fluida hidrolik yang sudah berada di atas menjadi tertekan sehingga fluida ini mendorong katup pada saluran *orifice* untuk membuka dan fluida hidrolik akan turun ke bawah piston melalui saluran *orifice*. Pada saat ini katup

pada lubang besar di piston akan tertutup karena terletak di atas piston. Fluida hidrolik akan menekan katup lubang besar, piston bergerak ke bawah mengakibatkan katup tertutup. Pada saat ini fluida *shock absorber* hanya dapat turun melalui *orifice* kecil, karena saluran yang kecil membuat fluida hidrolik tidak cepat turun ke bawah, saat itulah *shock absorber* melakukan peredaman terhadap gaya osilasi pegas suspensi.

Gaya redam saat siklus ekspansi pada *shock absorber* hidrolik dapat dirumuskan dengan hubungan silinder hidrolik dengan pipa menggunakan persamaan konservasi massa sebagai berikut :

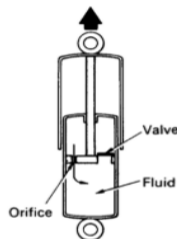
$$F_d = \frac{\rho}{2} A_1 v_1^2 \left(\left(\frac{1}{A_{tube}} \right)^2 - 1 \right) \quad (2.3)$$

dimana,

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi (d_2^2 - d_1^2) \quad (2.4)$$

Keterangan :

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- A_1 : luas area ekspansi (m^2)
- A_{tube} : luas *tube* (m^2)
- V_1 : kecepatan aliran ekspansi (m/s)
- d_1 : diameter *piston rod* (m)

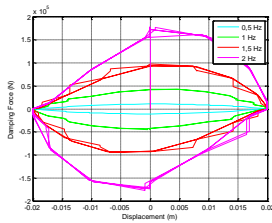


Gambar 2. 6 Siklus ekspansi pada *shock absorber*

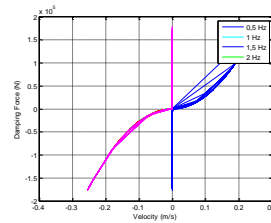
Pada tahun 2016, Istina Rahmawati melakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan parameter sistem suspensi *hydro-pneumatic* terhadap gaya redam dan gaya pegas serta respon dinamis mobil. Parameter yang digunakan oleh Istina Rahmawati yaitu diameter silinder *shock absorber* 0,05 m, diameter piston 0,03 m, diameter *orifice* 0,002 m, koefisien *discharge orifice* 0,3, dan massa jenis minyak 860 Kg/m³[3].

Gambar 2.7 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan (a – c – e) dan kecepatan (b – d – f) pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 0,5 Hz; 1 Hz; 1,5 Hz; 2 Hz.

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m} \quad D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

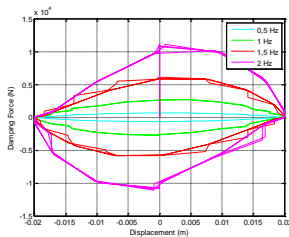


(a)

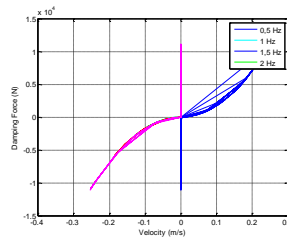


(b)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m} \quad D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

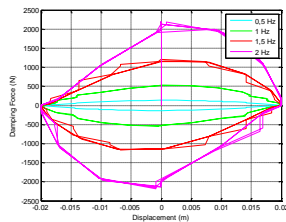


(c)

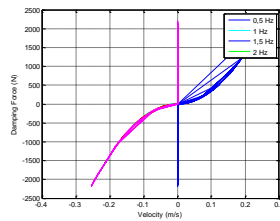


(d)

$$D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m} \quad D_p = 3 \times 10^{-2} \text{ m}, D_o = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$$



(e)



(f)

Gambar 2. 7 Grafik respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam pada massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$), diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) dan diameter orifice ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$) dengan variasi frekuensi

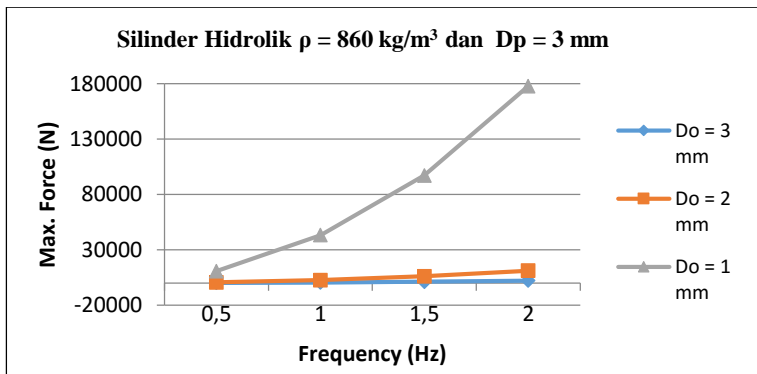
Dari grafik respon gaya redam terhadap perpindahan, dapat dilihat bahwa semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan teori yang menyatakan bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan, dan kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Namun pada gambar 2.7 tidak terlihat perbedaan respon gaya redam terhadap kecepatan antara masing – masing frekuensi. Hanya *trend line* pada frekuensi 2 Hz saja yang dapat dilihat, hal ini dikarenakan *trend line* pada frekuensi 0,5 Hz sampai 1 Hz berhimpit dengan 2 Hz tetapi hanya berbeda pada nilai gaya redam yang dihasilkan. Data nilai gaya redam maksimum yang dihasilkan sesuai dengan gambar 2.7 dapat dilihat pada tabel 2.1

Tabel 2. 1 Nilai gaya redam maksimum untuk massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)

Diameter <i>Orifice</i> (D_o)	Gaya Redam			
	0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz	2 Hz

1 mm	10799 N	43198 N	97195 N	177880 N
2 mm	674,97 N	2699,9 N	6074,7 N	11117 N
3 mm	133,33 N	533,3 N	1199,9 N	2196 N

Dari gambar 2.8 dapat dilihat pada setiap variasi diameter *orifice* memiliki *trend line* yang sama yaitu semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan. Dapat dilihat juga bahwa semakin kecil diameter *orifice* yang digunakan maka semakin besar gaya redam yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya redam yang digunakan pada silinder hidrolik. Gaya redam paling besar terjadi saat frekuensi 2 Hz dengan diameter *orifice* 1 mm yaitu sebesar 177880 N.



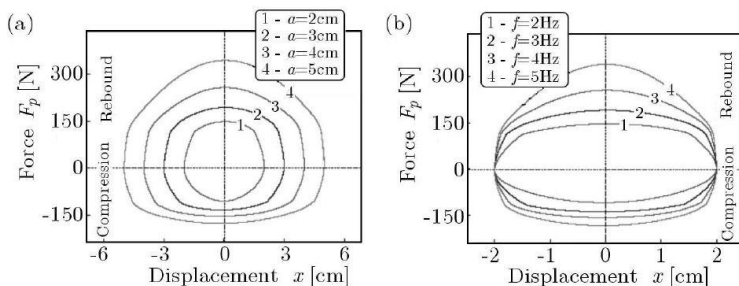
Gambar 2. 8 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap gaya redam maksimum yang dihasilkan dari sistem suspensi *hydro-pneumatic* dengan massa jenis minyak ($\rho=860 \text{ kg/m}^3$) dan diameter piston ($D_p = 3 \text{ cm}$) pada masing-masing diameter *orifice* ($D_o = 1\text{-}3 \text{ mm}$)

Pada tahun 2010, Urzula Ferdek dan Jan Luczko dari Universitas Cracow, Polandia, melakukan penelitian mengenai

pemodelan dan analisis *twin tube hydraulic shock absorber*. Penelitian ini mencari pengaruh variasi amplitudo dan frekuensi dari respon gaya redam terhadap perpindahan dengan menggunakan nilai frekuensi yang sama yaitu sebesar 2 Hz dengan amplitudo yang bervariasi yaitu 2 cm, 3 cm, 4 cm, dan 5 cm, serta respon gaya redam

terhadap perpindahan dengan nilai amplitudo yang sama yaitu 2 cm dengan variasi frekuensi 2 Hz, 3 Hz, 4 Hz, dan 5 Hz. Grafik hasil dapat dilihat pada gambar 2.9.

Grafik 2.9(a) adalah grafik gaya redam terhadap perpindahan dengan variasi amplitudo, grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar amplitudo maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan. Gaya redam terbesar dihasilkan saat proses ekspansi (*rebound*) dengan amplitudo 5 cm. Grafik 2.9(b) adalah grafik gaya redam terhadap perpindahan dengan variasi frekuensi, grafik tersebut menunjukkan bahwa semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan. Gaya redam terbesar dihasilkan saat proses ekspansi dengan frekuensi 5 Hz. Penelitian ini dapat dijadikan acuan untuk membuat desain *shock absorber* dengan diameter orifice yang diperkecil.

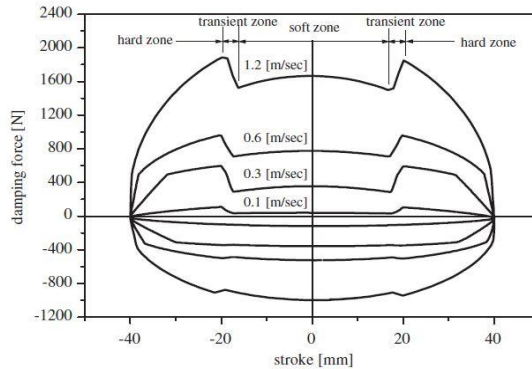


Gambar 2. 9 Grafik gaya redam terhadap perpindahan (a) variasi amplitudo (b) variasi frekuensi

Peneliti menyatakan bahwa rasio antara gaya redam maksimal dan gaya redam minimal yang didapatkan dari simulasi bergantung terhadap rasio luasan *orifice* yang mempengaruhi laju aliran fluida kerja saat kompresi dan ekspansi. Selain itu peneliti juga menyatakan bahwa desain katup dan *orifice* sangat mempengaruhi gaya redam yang dihasilkan, semakin kecil katup ekspansi maka semakin kecil pula gaya redam yang dihasilkan, karena laju alir masa akan semakin rendah saat ekspansi dibanding saat kompresi^[4]. Hal ini dapat dijadikan dasar untuk membuat desain *shock absorber* dengan luasan *orifice* yang semakin kecil

Pada tahun 2004, Lee Choon Tae dan Moon Byung Young dari Universitas Nasional Busan, Korea Selatan, melakukan simulasi pada *perpindahan-sensitive shock absorber* (DSSA) untuk mengetahui karakteristik dinamis kendaraan. DSSA memiliki struktur yang mirip dengan *shock absorber* konvensional, namun DSSA memiliki katup *orifice* tambahan, terletak pada dinding silinder, yang sensitive terhadap perpindahan. DSSA memiliki 2 jenis gaya redam berdasarkan *piston stroke*.

Saat *piston stroke* berada pada area perpindahan *sensitive orifice* maka *orifice* ini akan terbuka, sehingga fluida akan mengalir melalui *sensitive orifice* ini. Gaya redam yang dihasilkan lebih kecil dari *shock absorber* konvensional. Namun saat *piston stroke* berada di luar area perpindahan *sensitive orifice* maka *sensitive orifice* ini akan tertutup, sehingga fluida akan mengalir melalui *orifice* pada piston. Pernyataan ini didapatkan dari grafik respon gaya redam terhadap stroke yang ditunjukkan pada gambar 2.10 dengan variasi kecepatan 0.1, 0.3, 0.6, dan 1.2 m/s. Hasil simulasi DSSA ini meningkatkan kenyamanan berkendara pada jalan yang rata karena adanya gaya redam akibat pergerakan kecil dari *piston stroke*. Pada *shock absorber* konvensional jika pergerakan *piston stroke* tidak cukup kuat untuk membuka katup *orifice* maka tidak ada gaya redam yang terjadi. DSSA juga meningkatkan kenyamanan berkendara di jalan yang tidak rata, karena gaya redam semakin besar saat perpindahan *piston stroke* besar dan amplitudo getaran tinggi.



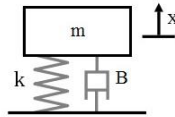
Gambar 2. 10 Grafik gaya redam terhadap *stroke*

Tujuan dari penyampaian penelitian ini untuk menunjukkan bahwa *shock absorber* bisa meningkatkan kenyamanan dengan penambahan atau perubahan mekanisme^[6]. Penelitian ini menunjukkan bahwa katup orifice akan terbuka hanya pada tekanan tertentu, jika eksitasi jalan tidak memenuhi hal tersebut, maka tidak ada gaya redam yang dihasilkan, karena itu dilakukan penelitian untuk mengubah bentuk *orifice*.

2.4 Teori Getaran *Base Excitation*

Getaran didefinisikan sebagai gerakan bolak balik dari suatu benda dari titik awalnya melalui titik setimbangnya^[2]. Ilustrasi yang paling sederhana adalah sebuah pendulum yang berayun. Secara umum, sistem getaran termasuk sarana untuk menyimpan energi potensial (pegas), sarana untuk menyimpan energi kinetik (massa atau inersia), dan sarana untuk menghilangkan energi secara bertahap (peredam)^[2]. Sistem getaran yang sederhana meliputi massa, pegas, dan peredam. Salah satu jenis getaran yaitu *Free vibration*, terjadi ketika sistem mekanik berangkat dengan input awal dan kemudian dibiarkan bergetar secara bebas^[2].

- *Free vibration with damping*



Gambar 2. 11 Contoh sederhana dari sistem *free vibrations with damping*

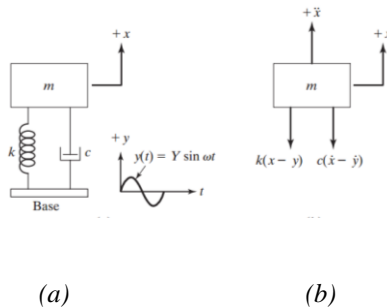
Berikut penurunan persamaan dari gambar 2.14:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + kx = 0 \quad (2.5)$$

Profil jalan yang tidak rata akan mengakibatkan adanya eksitasi input $y(t)$, memungkinkan suatu sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12(a). Eksitasi input $y(t)$ menyatakan perpindahan dari *base*, dan $x(t)$ menyatakan perpindahan massa dari posisi kesetimbangan statis pada waktu t . Sehingga perpanjangan dari pegas adalah $(x - y)$ dan kecepatan relatif antara kedua ujung *damper* adalah $(\dot{x} - \dot{y})$. Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.15(b), didapatkan persamaan gerak:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.6)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_t \sin(\omega t - \phi) \quad (2.7)$$



Gambar 2. 12 *Base excitation* (a) Sistem fisik *base excitation* (b) *Free body diagram* untuk sistem *base excitation*[2]

2.5 Pemodelan Dinamis Setengah Kendaraan untuk Sepeda Motor

Untuk menyederhanakan masalah perancangan sistem suspensi pada sepeda motor maka digunakan model setengah kendaraan dengan sistem pegas peredam seperti gambar 2.13.

Persamaan gerak yang didapat dari gambar 2.16:

$$+\uparrow \sum F = m_v \ddot{x}_v \quad (2.8)$$

$$M_v \ddot{x}_v = -C_v(\dot{x}_t - \dot{x}_v) - k_v(x_t - x_v) \quad (2.9)$$

$$+\uparrow \sum F = m_t \ddot{x}_t \quad (2.10)$$

$$M_t \ddot{x}_t = -C_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) + C_v(\dot{x}_t - \dot{x}_v) - k_t(x_r - x_t) + k_v(x_t - x_v) \quad (2.11)$$

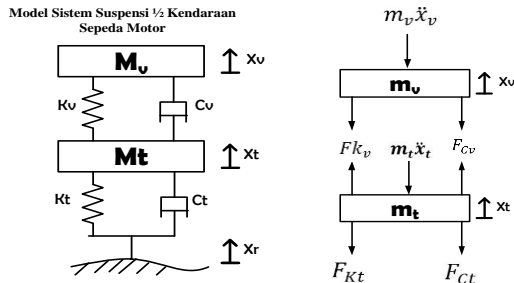
Persamaan (2.9) dan (2.11) diubah menjadi bentuk *state variable equation* :

$$\dot{x}_v = v_v$$

$$\dot{x}_t = v_t$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{M_v} [-C_v(\dot{x}_t - \dot{x}_v) - k_v(x_t - x_v)] \quad (2.12)$$

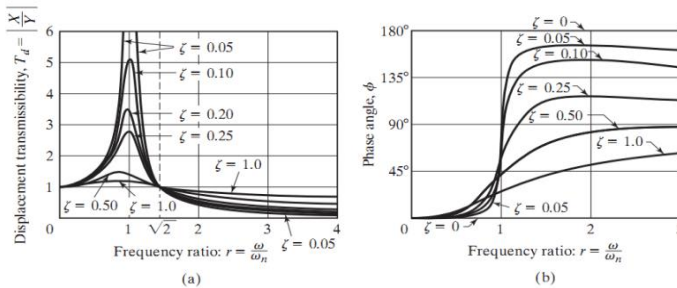
$$\dot{v}_t = \frac{1}{M_2} [-C_t(\dot{x}_r - \dot{x}_t) + C_v(\dot{x}_t - \dot{x}_v) - k_t(x_r - x_t) + k_v(x_t - x_v)] \quad (2.13)$$



Gambar 2. 13 Model dinamis dan *free body diagram* setengah kendaraan untuk sepeda motor

2.6 Transmisibilitas Perpindahan (*Displacement Transmissibility*)

Rasio dari amplitudo respon $X_{p(t)}$ terhadap *base motion* $y(t)$, yaitu $\frac{X}{Y}$, disebut dengan *perpindahan transmissibility*^[2]. *Perpindahan transmissibility* adalah seberapa besar respon gerakan yang ditransmisikan dari input jalan ke massa kendaraan dengan variasi frekuensi saat berkendara. Grafik transmisibilitas perpindahan dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2. 14 Grafik Variasi T_d dan ϕ terhadap r

Berikut ini merupakan karakteristik yang didapat dari gambar 2.14.a, yaitu:

1. $T_d = 1$ saat $r = 0$ dan mendekati 1 untuk nilai r yang sangat kecil
2. Untuk sistem yang tak teredam ($\zeta = 0$), T_d menuju tak hingga saat $r = 1$ (resonansi)
3. Nilai $T_d < 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
4. Nilai $T_d = 1$ ketika $r = \sqrt{2}$, untuk semua nilai ζ
5. Untuk $r < \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin besar T_d -nya. Sebaliknya, untuk $r > \sqrt{2}$, semakin kecil nilai ζ maka akan semakin kecil T_d -nya
6. Nilai dari T_d mencapai maksimum untuk $0 < \zeta < 1$ pada saat $r = r_m < 1$. Perumusan r_m dapat ditulis sebagai berikut:

$$r_m = \frac{1}{2\zeta} [\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1]^{\frac{1}{2}} \quad (2.14)$$

2.7 Transmisibilitas Gaya (*Force Transmissibility*)

Rasio dari F_T/kY diketahui sebagai *force transmissibility* dengan catatan gaya yang ditransmisikan berada pada fase yang sama dengan gerakan dari massa $x(t)$. Gambar 2.18 menunjukkan variasi gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan (*base*) dengan rasio frekuensi (r) dimana nilai untuk *damping ratio* (ζ) berbeda.

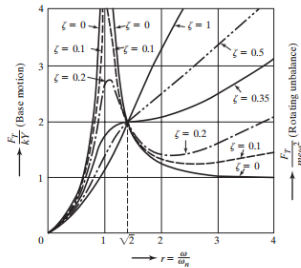
Gaya, F , ditransmisikan ke permukaan jalan atau tumpuan bergantung pada reaksi dari pegas (*spring*) dan *dashpot*. Gaya tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.15)$$

$$F = m\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) = F_T \sin(\omega t - \phi) \quad (2.16)$$

Dimana F_T adalah amplitudo atau nilai maksimum dari gaya yang ditransmisikan ke permukaan jalan, dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{F_T}{kY} = r^2 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (2.17)$$



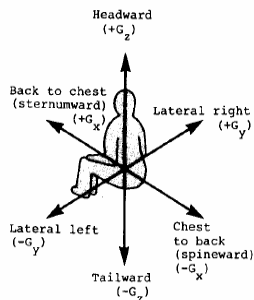
Gambar 2. 15 *Force Transmissibility*

2.8 Pengaruh Percepatan Kendaraan terhadap Kenyamanan Pengendara

Gerakan utama yang dialami pengemudi selama mengemudi yaitu berupa percepatan atau perlambatan dan getaran. Unit dasar yang digunakan sebagai ukuran dari percepatan yang dialami manusia berbasis pada gaya gravitasi (G). Seseorang yang jatuh bebas dimana percepatan jatuhnya adalah 9.81 m/s^2 dikatakan mengalami percepatan sebesar 1 G (satu gravitasi). Toleransi manusia terhadap percepatan terdapat pada gambar 2.19 yang menunjukkan level percepatan rata-rata untuk bermacam arah gerakan yang mampu ditahan oleh tubuh manusia. Informasi ketahanan badan manusia terhadap percepatan merupakan hal yang sangat penting sebagai referensi dalam perancangan ketahanan bodi kendaraan terhadap *impact*. Jika pada saat kendaraan mengalami *impact* dimana pengemudi atau penumpang mendapat percepatan atau perlambatan melebihi yang mampu didukung oleh badan, hal itu dapat membahayakan pengemudi dan penumpang kendaraan tersebut. Kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standar ISO 2631, tercantum pada tabel 2.2.

Tabel 2. 2 Reaksi kenyamanan terhadap percepatan – ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0.315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0.315 \text{ m/s}^2 < a < 0.63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0.5 \text{ m/s}^2 < a < 0.1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0.8 \text{ m/s}^2 < a < 0.16 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1.25 \text{ m/s}^2 < a < 2.5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman



Human Tolerance Limits

Direction of Accelerative Force	Occupant's Inertial Response	Tolerance Level
Headward (+G _z)	Eyeballs Down	20-25 G
Tailward (-G _z)	Eyeballs Up	15 G
Lateral Right (+G _y)	Eyeballs Left	20 G
Lateral Left (-G _y)	Eyeballs Right	20 G
Back to Chest (+G _x)	Eyeballs Out	45 G
Chest to Back (-G _x)	Eyeballs In	45 G

Note: Reference: Crash Survival Design Guide, TR 79-22.
(0.10 Second time duration of crash pulse; full restraint)

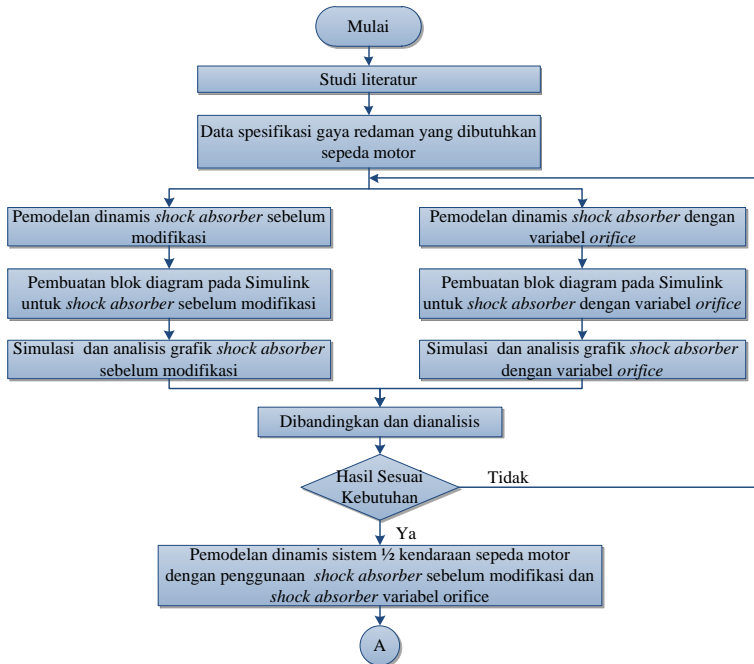
Gambar 2. 16 Ketahanan Badan Manusia terhadap Percepatan Linier yang Dapat Diterima

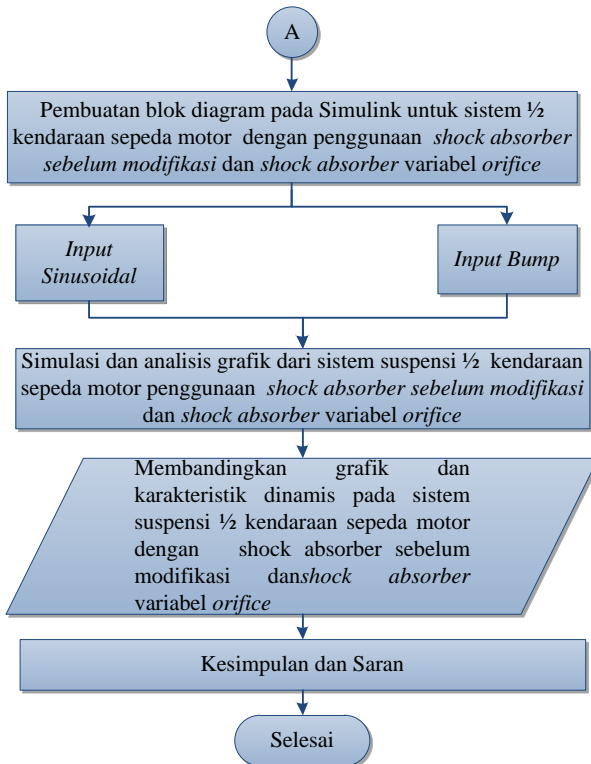
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Penelitian tugas akhir ini dilakukan untuk mengetahui respon dinamis berupa perpindahan dan kecepatan pada *shock absorber* yang dimodifikasi parameternya. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metode pelaksanaan tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1, dimulai dari studi literatur mengenai prinsip kerja dan desain ulang *shock absorber*, kemudian membuat pemodelan fisik dan matematis untuk *shock absorber* sebelum modifikasi dan setelah modifikasi, kemudian membuat persamaan gerak dari keduanya. Langkah selanjutnya yaitu membuat blok diagram kedua *shock absorber* pada Simulink MATLAB, metode simulasi yang digunakan adalah *state variable*, dari Simulink ini didapatkan grafik karakteristik gaya redam pada *shock absorber* sebelum dan

setelah dilakukan modifikasi *variable orifice*. Langkah selanjutnya kedua *shock absorber* tersebut dipasang pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan langkah yang sama, yaitu dengan membuat model fisik dan matematis terlebih dahulu, kemudian membuat persamaan geraknya, dilanjutkan dengan membuat blok diagram dengan *input* sinusoidal dan *bump*. *Input* sinusoidal digunakan untuk mewakili profil jalan yang tidak rata. *Input* sinusoidal menggunakan amplitudo 0.02 m dan frekuensi 0 – 2 Hz. Sedangkan *input bump* digunakan untuk mengetahui waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Dari simulasi tersebut akan didapatkan grafik karakteristik dari sistem setengah kendaraan dengan penggunaan *shock absorber* yang belum dimodifikasi dan *shock absorber* dengan *variable orifice*, yaitu perubahan posisi *orifice* dan variasi luasan *orifice*. Setelah itu analisis grafik tersebut, dan langkah terakhir adalah membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat serta memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.2 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi untuk menunjang proses analisis sistem suspensi dengan variasi luasan *orifice shock absorber* pada sepeda motor. Oleh karena itu dilakukan studi literatur untuk menambah landasan dan pengetahuan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Materi dari studi literatur yang menunjang penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan dan analisis sistem dinamis, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari *shock absorber* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut berupa data teknis sistem suspensi yang meliputi dimensi *shock absorber*, massa sepeda motor saat kosong dan massa sepeda motor dengan adanya pengemudi.

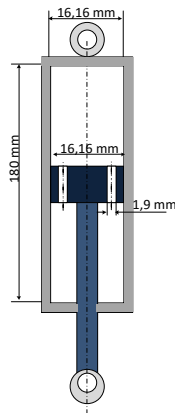
Referensi untuk studi literatur didapatkan dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, dan penelitian – penelitian terdahulu yang berkaitan

dengan permasalahan yang akan dibahas. Sedangkan studi lapangan meliputi penentuan dimensi pada sepeda motor yang didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

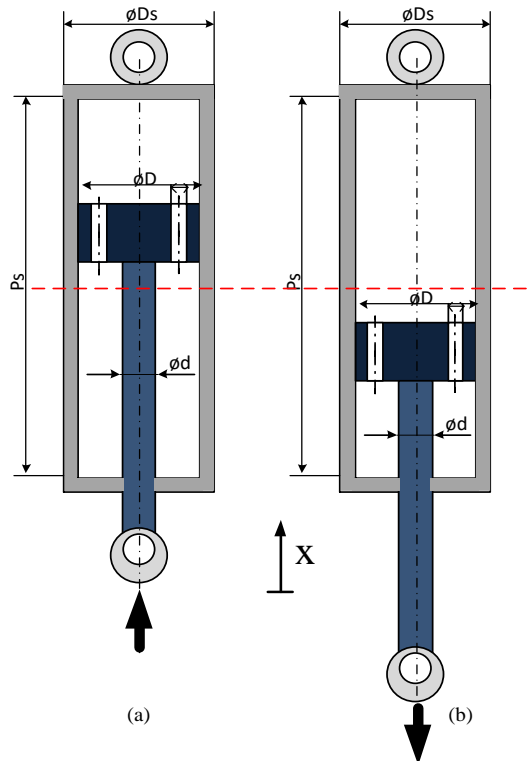
3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Suspensi

3.3.1 Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi

Penelitian ini mengubah dimensi dan posisi *orifice shock absorber* tipe *monoshock* pada sepeda motor Honda Beat 2009. Gambar 3.2 adalah gambar dari *shock absorber* sepeda motor sebelum dimodifikasi. *Shock absorber* ini memiliki satu silinder (*monotube*), satu piston, dan *orifice* pada piston. Pemodelan fisik dan dinamis berfungsi untuk mengetahui prinsip kerja (menentukan gaya yang bekerja) dari *shock absorber* serta menentukan parameter-parameter yang digunakan saat melakukan pemodelan fisik, seperti menentukan dimensi dari bagian-bagian shock absorber. Pemodelan dinamis dari *shock absorber* sebelum modifikasi dapat dilihat pada gambar 3.3, terlihat bahwa *shock absorber* tersebut memiliki 2 siklus kerja, yaitu kompresi dan ekspansi.



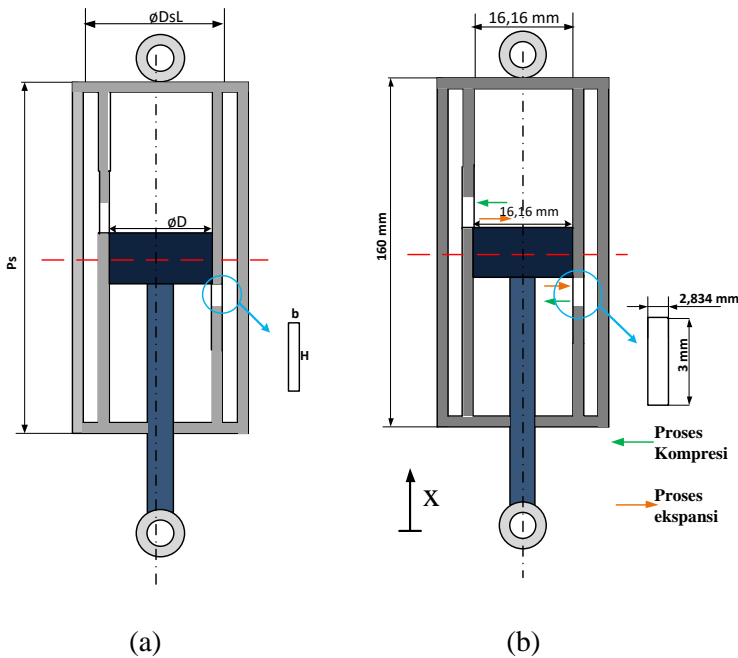
Gambar 3. 2 Pemodelan fisik *shock absorber* sebelum modifikasi



Gambar 3. 3 Pemodelan dinamis *shock absorber* sebelum modifikasi

3.3.2 Pemodelan Fisik dan Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi *Variable Orifice shock Absorber*

Sistem suspensi *variable orifice shock absorber* memiliki piston, silinder dalam dan luar, piston, serta dua *variable orifice* dengan ukuran tertentu, pemodelan fisik dan dinamis dari sistem suspensi ini dapat dilihat pada gambar 3.4.



Gambar 3. 4 (a) Model fisik (b) Model dinamis *variable orifice shock absorber*

Menentukan dimensi *variable orifice* dengan menggunakan formulasi pada Ms.excel, ditentukan luas total kedua *variable orifice* maksimal sama dengan total luasan *orifice* pada sistem suspensi sebelum modifikasi, dengan formulasi pada *excel* mencoba berbagai ukuran namun dengan hasil luasan yang tidak lebih dari luasan *orifice* pada sistem suspensi sebelum modifikasi. Kemudian dari formulasi tersebut dapat dilihat ukuran b dan H yang dapat menghasilkan gaya redam yang lebih besar atau minimal setara dengan gaya redam yang dihasilkan sistem suspensi sebelum modifikasi, berikut adalah perumusannya :

$$A_{TO lama} = \frac{1}{4} \times \pi \times d_o^2 \times 6 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{4} \times \pi \times 0,0019^2 \times 6 \\
 &= 1,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dikali enam karena jumlah *orifice* ada enam, sedangkan ukuran *orifice* modifikasi sebagai berikut :

lebar *orifice* (b) : 0,002834 m

panjang *orifice* (H) : 0,003 m

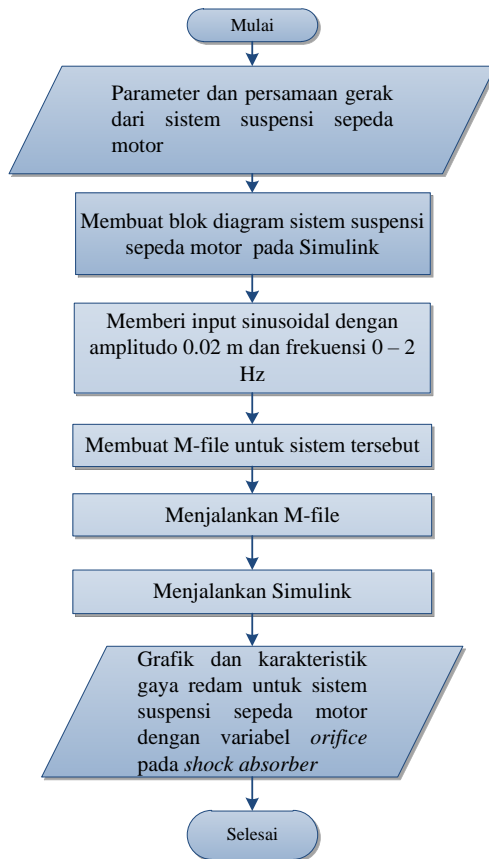
Maka luasan *orifice* modifikasi yang didapat :

$$\begin{aligned}
 A_{TVO} &= b \times H \times 2 \\
 &= 0,003\text{m} \times 0,002834\text{m} \times 2 \\
 &= 1,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Dikali dua karena jumlah *orifice* modifikasi ada dua.

3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi dari Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan *Variable Orifice*

Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem suspensi, langkah selanjutnya yaitu membuat blok diagram untuk simulasi pada Simulink. Proses pembuatan blok diagram sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber* pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir yang dapat dilihat pada gambar 3.5. Data parameter yang digunakan untuk membuat M-file terdapat pada tabel 4.3. Input yang digunakan yaitu *input sinusoidal* dan *input bump* dengan amplitudo 0,02 m dan frekuensi perpindahan batang piston yaitu 0 - 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz.



Gambar 3. 5 Diagram alir proses pembuatan blok diagram pada Simulink untuk kedua sistem suspensi

3.3.4 Analisis Grafik Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice*

Dari simulasi yang telah dilakukan terhadap sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber* akan didapatkan grafik karakteristik gaya redam, yang

berupa grafik gaya redam terhadap perpindahan maupun kecepatan.

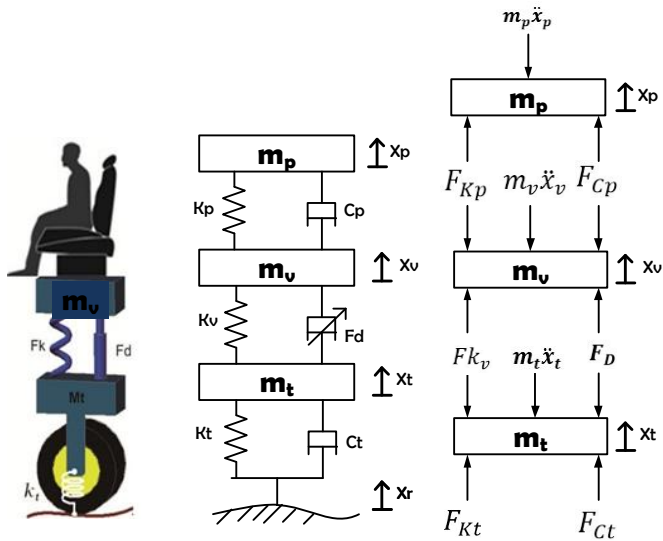
Grafik karakteristik tersebut dianalisis, setelah itu dipilih gaya redam terbaik untuk selanjutnya digunakan sebagai parameter pada simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor.

3.4 Pemodelan dan Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice*

3.4.1 Pemodelan Dinamis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice*

Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan setengah kendaraan dengan tiga derajat kebebasan (3 DOF). Pemodelan untuk kedua sistem suspensi ditunjukkan dengan gambar 3.6 yang meliputi m_p yaitu massa penumpang, m_v yaitu massa kendaraan, m_t yaitu massa ban, K_p adalah konstanta kekakuan dari alas duduk penumpang, K_v yaitu konstanta kekakuan dari pegas shock absorber, K_t adalah konstanta kekakuan dari ban, C_p merupakan konstanta redaman dari alas duduk penumpang, C_t merupakan konstanta redaman dari ban, sedangkan F_d mewakili gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi sebelum modifikasi atau sistem suspensi *variable orifice*.

Setelah didapatkan model dinamis dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Keterangan simbol dari persamaan dapat dilihat pada tabel 4.2.

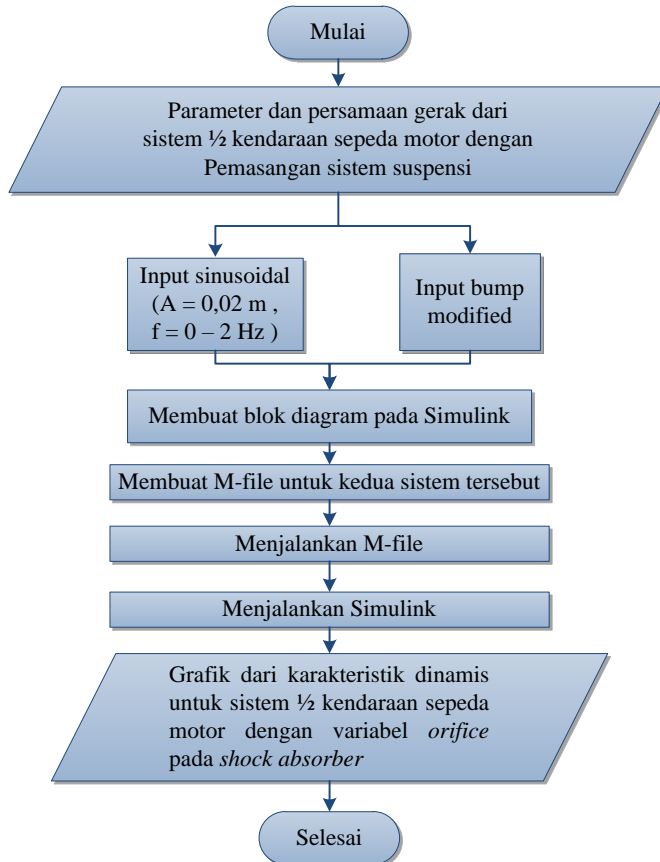


Gambar 3. 6 Model dinamis dan *free body diagram* sistem setengah kendaraan sepeda motor

3.4.2 Pembuatan Blok Simulasi Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Pemasangan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice*

Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink untuk kedua sistem suspensi sama, dijelaskan pada gambar 3.7. Input yang digunakan adalah *input* sinusoidal dan *input bump modified*. Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi, langkah berikutnya yaitu membuat blok diagram dari persamaan tersebut, kemudian membuat M-file. Setelah itu *run* Simulink, hasil *running* Simulink akan keluar dalam bentuk grafik karakteristik dinamis untuk sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan *variable orifice shock absorber* pada sistem suspensi. Langkah-langkah tersebut sama untuk kedua jenis input,

baik sinusoidal maupun *bump*. Parameter yang digunakan untuk sistem setengah kendaraan sepeda motor didapatkan dari data referensi berdasarkan jurnal maupun katalog sepeda motor. Parameter yang digunakan tercantum pada tabel 4.2.



Gambar 3. 7 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem ½ kendaraan sepeda motor

Tabel 3. 1 Parameter sepeda motor Honda Beat

Parameter	Nilai	Keterangan
Massa total penumpang (m_p)	80 kg	-
Konstanta damping alas duduk (c_p)	1165 N.s/m	-
Konstanta pegas alas duduk (k_p)	200 N/m	-
Massa kendaraan kosong (m_v)	44,65 Kg	-
Konstanta pegas suspensi kendaraan (k_v)	11062 N/m	-
Massa ban (m_t)	6,6 Kg	-
Konstanta damping ban (c_t)	3430 N.s/m	Radial Tire 28 Psi
Konstanta pegas ban (k_t)	1143 N/m	

Tabel 3. 2 Parameter *shock absorber* sebelum modifikasi

Keterangan	Dimensi (mm)
Diameter piston	16,16
Diameter <i>piston rod</i>	8,1
Diameter <i>orifice</i>	1,9

Tabel 3.3 Parameter *variable orifice shock absorber*

Keterangan	Dimensi (mm)
Lebar <i>variable orifice</i>	3
Panjang <i>variable orifice</i>	2,834

3.4.3 Analisis Grafik Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan *Variable Orifice Shock Absorber*

Dari simulasi sistem setengah kendaraan sepeda motor akan didapatkan respon dinamis yang berupa perpindahan, kecepatan, maupun percepatan dari *input* sinusoidal maupun *input bump*

Respon dinamis dari sistem suspensi sebelum dimodifikasi dibandingkan dengan respon dinamis pada sistem suspensi *variable orifice shock absorber*. Sistem suspensi *variable orifice* diharapkan memiliki gaya redam yang lebih baik sehingga lebih mampu mengurangi getaran pada bodi sepeda motor akibat energi eksitasi permukaan jalan yang tidak rata dan beban *impact* saat kendaraan berjalan. Dengan gaya redam yang lebih baik maka getaran yang diterima oleh penumpang juga sangat kecil, sehingga meningkatkan kenyamanan pengendara sepeda motor. Selanjutnya dilakukan evaluasi dan mengambil kesimpulan dari hasil analisis yang berhubungan dengan kenyamanan penumpang dan evaluasi yang telah dilakukan.

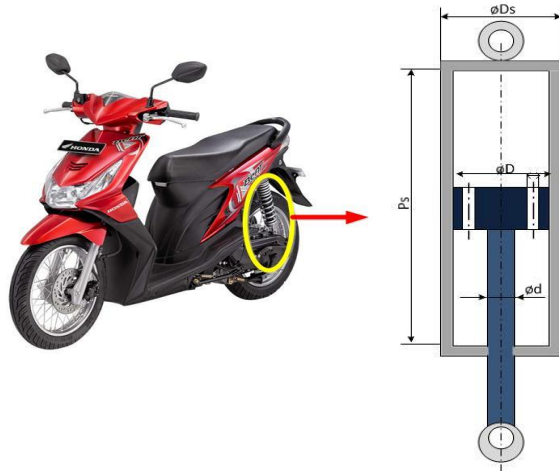
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis dan Gaya Redam pada Sistem Suspensi

4.1.1 Pemodelan dan Gaya Redam Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi

a. Pemodelan Fisik Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi



Gambar 4. 1 Model fisik sistem suspensi sebelum modifikasi

Gambar 4.1 adalah gambar *shock absorber* sebelum dimodifikasi, *shock absorber* ini memiliki satu silinder (*monotube*), satu piston, dan *orifice* pada pistonnya, serta memiliki 2 siklus kerja, yaitu kompresi dan ekspansi. Saat kompresi, piston bergerak ke atas sehingga fluida pada ruang atas piston akan terdorong, menyebabkan fluida kerja mengalir dari ruang atas piston menuju ruang bawah piston melalui *orifice*. Saat ekspansi, piston bergerak ke bawah, fluida pada ruang bawah piston akan terdorong, menyebabkan

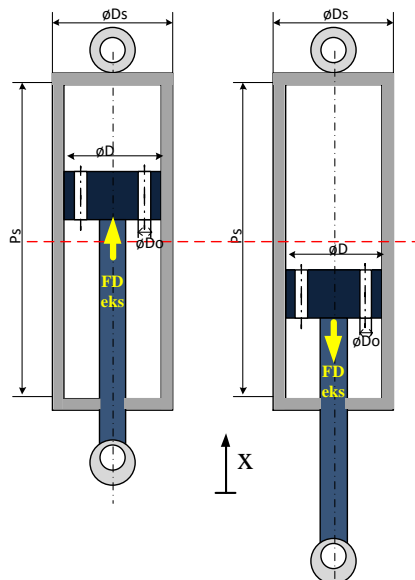
fluida kerja mengalir dari ruang bawah piston menuju ruang atas piston melalui *orifice*.

b. Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi

Pemodelan dinamis sistem suspensi sebelum modifikasi (hidrolis) terlihat pada gambar 4.2, fluida kerja dalam sistem suspensi ini adalah minyak yang akan menghasilkan gaya redam saat proses kompresi maupun ekspansi. Besarnya gaya redam saat ekspansi maupun kompresi didapat dengan cara sebagai berikut :

- Hukum Pascal : $F = \Delta P \cdot A$ (4.1)

Dimana ΔP didapat dari persamaan Bernoulli yang menyatakan bahwa jumlah energi pada suatu titik di dalam suatu aliran tertutup sama besarnya dengan jumlah energi di titik lain pada jalur aliran yang sama.



Gambar 4. 2 Model dinamis *shock absorber* sebelum modifikasi
(a)kompresi (b) ekspansi

- Hukum Bernoulli

Pada kasus ini $h_o = h_p$, sedangkan g dianggap sama sehingga persamaan menjadi :

$$P_o + \frac{1}{2}\rho v_o^2 + \rho gh_o = P_p + \frac{1}{2}\rho v_p^2 + \rho gh_p \quad (4.2)$$

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{v_o^2}{2} = \frac{P_p}{\rho} + \frac{v_p^2}{2} \quad (4.3)$$

$$\frac{P_p - P_o}{\rho} = \frac{v_o^2 - v_p^2}{2} \quad (4.4)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2}(v_o^2 - v_p^2) \quad (4.5)$$

Minyak dianggap sebagai fluida *incompressible*, dari hukum konservasi massa didapatkan persamaan sebagai berikut :

- Kompresi

$$A_p \cdot v_p = A_{ok} \cdot v_{ok} \quad (4.6)$$

$$v_{ok} = \frac{A_p}{A_{ok}} v_p \quad (4.7)$$

- Ekspansi

$$(A_p - A_{pr}) \cdot v_p = A_{oe} \cdot v_{oe} \quad (4.8)$$

$$v_{oe} = \frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \quad (4.9)$$

dimana,

$$A_p = \frac{1}{4}\pi D^2 \quad (4.10)$$

$$A_{oe} = A_{ok} = \frac{1}{4}\pi d_o^2 \quad (4.11)$$

Perumusan perbedaan tekanan dengan substitusi persamaan (4.7) ke persamaan (4.5) sehingga didapat perbedaan tekanan saat kompresi sebagai berikut :

- Kompresi

$$\Delta P = \frac{\rho}{2}(v_{ok}^2 - v_p^2) \quad (4.12)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} V_p \right)^2 - v_p^2 \right) \quad (4.13)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{\frac{1}{4}\pi d_o^2} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.14)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{\frac{1}{4}\pi d_o^2} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.15)$$

Sedangkan perbedaan tekanan saat ekspansi didapat dengan substitusi (4.9) ke (4.5) maka persamaan menjadi :

- Ekspansi

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (v_{oe}^2 - v_p^2) \quad (4.16)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_{p-Apr}}{\frac{1}{4}\pi d_o^2} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.17)$$

Persamaan gaya redam saat kompresi didapat dari substitusi persamaan (4.15) ke persamaan (4.1), sehingga didapat gaya redam saat kompresi sebagai berikut :

- Siklus Kompresi

$$F_{dk} = \Delta P \cdot A_k \quad (4.18)$$

$$F_{dk} = \frac{\rho}{2} (v_{ok}^2 - v_p^2) A_k \quad (4.19)$$

$$F_{dk} = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_p \quad (4.20)$$

$$F_{dk} = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) A_p v_p^2 \quad (4.21)$$

$$F_{dk} = \frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.22)$$

- Siklus Ekspansi

$$F_{de} = \Delta P \cdot A_e \quad (4.23)$$

$$F_{de} = \frac{\rho}{2} (v_{oe}^2 - v_p^2) A_e \quad (4.24)$$

$$F_{de} = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) (A_p - A_{pr}) \quad (4.25)$$

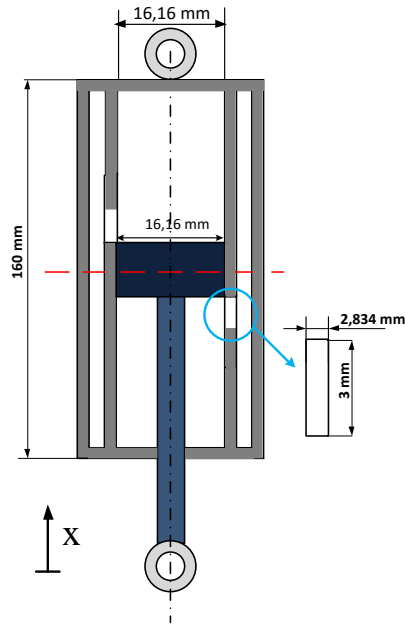
$$F_{de} = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) v_p^2 \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) \quad (4.26)$$

$$F_{de} = \frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.27)$$

Keterangan rumus ada pada tabel 4.1.

4.1.2 Pemodelan dan Gaya Redam Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*

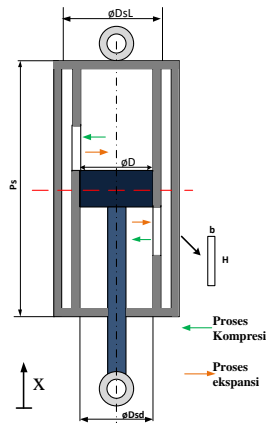
a. Pemodelan Fisik Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*



Gambar 4. 3 Gambar fisik *variable orifice shock absorber*

Gambar 4.3 adalah gambar *variable orifice shock absorber* yang terdiri dari dua buah silinder yaitu silinder dalam dan luar, serta memiliki dua *orifice* yang terletak pada dinding silinder dalam *shock absorber*, masing – masing berada di ruang atas dan bawah piston, pada sisi yang berlawanan. Kedua *orifice* pada gambar 4.3 memiliki luasan yang sama yaitu $A = b \times H$, dimana b adalah lebar *orifice* sedangkan H adalah panjang *orifice*. Maksud dari *variable orifice* pada penelitian ini adalah luasan *orifice* yang berubah-ubah sesuai dengan perubahan posisi piston terhadap sumbu x , saat proses kompresi maupun ekspansi tebal piston akan menutup sebagian *orifice* sehingga gaya redam yang dihasilkanpun akan berbeda disetiap perpindahan piston. Saat menghitung gaya redam maka rumus luasan *orifice* tersebut menjadi $A = b(H - x)$, dimana x adalah jarak perpindahan piston saat naik atau turun sesuai proses yang sedang berlangsung (kompresi atau ekspansi), x disini merupakan fungsi waktu.

b. Pemodelan Dinamis Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*



Gambar 4. 4 Model dinamis *variable orifice shock absorber*

Pemodelan dinamis dari sistem suspensi dengan *variable orifice shock absorber* dapat dilihat pada gambar 4.4. Simbol pada gambar dapat dilihat pada tabel 4.1. Setelah membuat model dinamis dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gaya redam dari sistem suspensi *variable orifice shock absorber*. Langkah-langkah dalam membuat persamaan gaya redam dijabarkan sebagai berikut :

Perumusan gaya redam didapat dari hukum Pascal :

$$F = \Delta P \cdot A \quad (4.28)$$

Mencari perumusan perbedaan tekanan dengan prinsip Bernoulli :

$$P_o + \frac{1}{2} \rho v_o^2 + \rho g h_o = P_p + \frac{1}{2} \rho v_p^2 + \rho g h_p \quad (4.29)$$

Mencari perbedaan tekanan pada penelitian ini diasumsikan $h_o = h_p$, sedangkan g dianggap sama maka persamaan menjadi :

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{v_o^2}{2} = \frac{P_p}{\rho} + \frac{v_p^2}{2} \quad (4.30)$$

$$\frac{P_p - P_o}{\rho} = \frac{v_o^2 - v_p^2}{2} \quad (4.31)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (v_o^2 - v_p^2) \quad (4.32)$$

Dari hukum konservasi massa didapatkan persamaan sebagai berikut :

- Kompresi

$$A_p \cdot v_p = A \cdot v_{ok} \quad (4.33)$$

$$v_{ok} = \frac{A_p}{A} v_p \quad (4.34)$$

- Ekspansi

$$(A_p - A_{pr}) \cdot v_p = A \cdot v_{oe} \quad (4.35)$$

$$v_{oe} = \frac{A_p - A_{pr}}{A} v_p \quad (4.36)$$

dimana,

$$A_p = \frac{1}{4}\pi D^2 \quad (4.37)$$

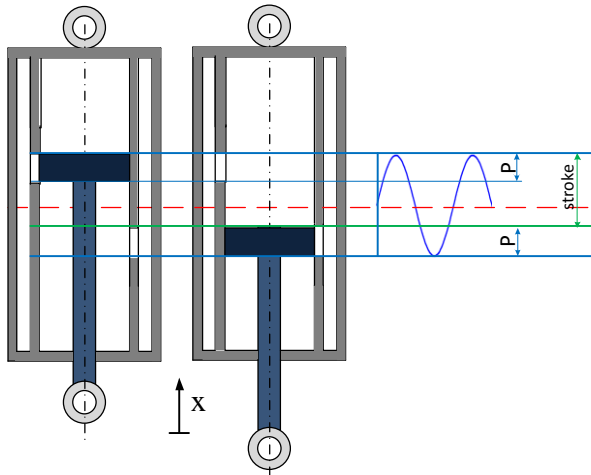
luas pada masing-masing *orifice* adalah sama, sehingga : $A_{\text{upper}} = A_{\text{lower}} = A$

$$A = b(H - x), \quad (4.38)$$

Dimana b adalah lebar *orifice*, H adalah panjang *orifice* modifikasi dan x adalah jarak perpindahan piston yang disamakan dengan input jalan saat disimulasikan. Saat melakukan proses ekspansi maupun kompresi, piston bergerak naik turun sejauh x , setiap perpindahan sejauh x ini gaya redam yang dihasilkan berbeda disetiap perpindahannya, x pada persamaan ini memiliki persamaan sebagai berikut :

$$x = P \sin \omega t \quad (4.38a)$$

Dimana P adalah amplitudo dari pergerakan piston



Gambar 4. 5 Ilustrasi pergerakan piston *variable orifice*

Dimana,

$$P = \frac{1}{2} (\text{stroke piston} - \text{tebal piston}) \quad (4.38b)$$

$$P = \frac{1}{2} (0,045\text{m} - 0,03\text{m})$$

$$P = 0,0075 \text{ m}$$

Perumusan perbedaan tekanan dengan substitusi persamaan (4.34) ke persamaan (4.32) sehingga didapat perbedaan tekanan saat kompresi sebagai berikut :

- Kompresi

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (v_{ok}^2 - v_p^2) \quad (4.39)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{A} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) \quad (4.40)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.41)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.42)$$

Substitusikan persamaan (4.36) ke persamaan (4.32) sehingga didapat perbedaan tekanan saat ekspansi sebagai berikut :

- Ekspansi

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (v_{oe}^2 - v_p^2) \quad (4.43)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A} V_p \right)^2 - v_p^2 \right) \quad (4.44)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.45)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \quad (4.46)$$

Luasan kompresi dan ekspansi sebagai berikut :

$$A_k = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (4.47)$$

$$A_e = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) \quad (4.48)$$

Persamaan gaya redam didapat dari substitusi persamaan (4.42) dan (4.47) ke persamaan hukum pascal (4.1) sehingga didapat gaya redam saat kompresi sebagai berikut :

$$F_{Dk} = \Delta P \cdot A_k \quad (4.49)$$

$$F_{Dk} = \left[\frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (4.50)$$

$$F_{Dk} = \left[\left(\left(\frac{A_p}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) \frac{\rho \pi D^2}{8} v_p^2 \right] \quad (4.51)$$

$$F_{Dk} = \left[\left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \left(\frac{A_p}{b(H-x)} \right)^2 \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \quad (4.52)$$

$$F_{Dk} = \left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \quad (4.53)$$

Substitusikan persamaan (4.46) dan 4.48) ke persamaan hukum pascal (4.1) sehingga didapat gaya redam saat ekspansi sebagai berikut :

$$F = \Delta P \cdot A_e \quad (4.54)$$

$$F_{De} = \left[\frac{\rho}{2} \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) \quad (4.55)$$

$$F_{De} = \left[\left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{b(H-x)} \right)^2 - 1 \right) \frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} v_p^2 \right] \quad (4.56)$$

$$F_{De} = \left[\left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \left(\frac{A_p - A_{pr}}{b(H-x)} \right)^2 \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \quad (4.57)$$

$$F_{De} = \left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \quad (4.58)$$

Tabel 4. 1 Keterangan rumus

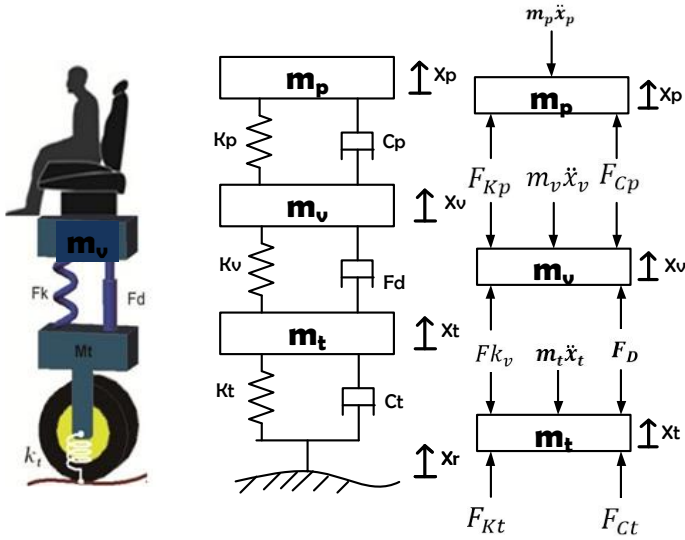
Simbol	Keterangan	Simbol	Keterangan
D_{SL}	diameter silinder luar	P_{SL}	Panjang silinder
D	diameter piston	D_{Sd}	diameter silinder dalam
d	diameter piston rod	ρ	massa jenis fluida

d_o	diameter <i>orifice</i>	F_{De}	gaya redam saat ekspansi
v_{ok}	kecepatan fluida saat kompresi	F_{Dk}	gaya redam saat ekspansi
v_{oe}	kecepatan fluida saat ekspansi	m_p	massa penumpang
v_p	kecepatan piston	m_v	massa kendaraan
A_k	luasan kompresi (luasan piston)	m_t	massa roda
A_e	luasan ekspansi	K_p	konstanta kekakuan alas duduk penumpang
A_p	luasan piston	K_v	konstanta kekakuan pegas <i>shock absorber</i>
A_o	luasan <i>orifice</i>	K_t	konstanta kekakuan ban
A_{pr}	Luasan <i>piston rod</i>	C_p	konstanta redaman alas duduk penumpang
b	Lebar <i>orifice</i> modifikasi	C_t	konstanta redaman ban
H	panjang <i>orifice</i> baru	P_{pr}	Panjang <i>piston rod</i>

4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor

4.2.1 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi

Setelah didapatkan model dinamis dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Keterangan simbol dari persamaan-persamaan selanjutnya dapat dilihat pada tabel 4.1.



Gambar 4. 6 Model dinamis dan *free body diagram* sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi

Persamaan untuk *free body diagram 1* :

- Kondisi kompresi

$$+\uparrow \sum F = m_t \ddot{x}_t \quad (4.59)$$

$$+\uparrow -m_t \ddot{x}_t - F_{Dk} + F_{Ct} - F_{Kv} + F_{Kt} = 0 \quad (4.60)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t (\dot{x}_r - \dot{x}_t) - K_v (x_t - x_v) + K_t (x_r - x_t) = 0 \quad (4.61)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t = 0 \quad (4.62)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - \dot{C}_t x_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \right] \quad (4.63)$$

State variable :

$$\dot{x}_t = V_t \quad (4.63a)$$

$$\dot{V}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - \dot{C}_t x_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \right] \quad (4.63b)$$

- Kondisi ekspansi

$$+\uparrow \sum F = m_t \ddot{x}_t \quad (4.64)$$

$$+\uparrow -m_t \ddot{x}_t - F_{De} + F_{Ct} - F_{Kv} + F_{Kt} = 0 \quad (4.65)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t (\dot{x}_r - \dot{x}_t) - K_v (x_t - x_v) + K_t (x_r - x_t) = 0 \quad (4.66)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - \dot{C}_t x_t + C_t \dot{x}_r - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t = 0 \quad (4.67)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_t \dot{x}_t + C_t \dot{x}_r - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \right] \quad (4.68)$$

State Variable :

$$\dot{x}_t = V_t \quad (4.68a)$$

$$\dot{V}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_t \dot{x}_t + C_t \dot{x}_r - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \right] \quad (4.68b)$$

Persamaan untuk *free body diagram 2* :

• Kondisi kompresi

$$+\uparrow \sum F = m_v \ddot{x}_v \quad (4.69)$$

$$+\uparrow -m_v \ddot{x}_v + F_{Dk} + F_{Kv} - F_{Cp} - F_{Kp} = 0 \quad (4.70)$$

$$\begin{aligned} -m_v \ddot{x}_v + \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v (x_t - x_v) - \\ C_p (\dot{x}_v - \dot{x}_p) - K_p (x_v - x_p) = 0 \end{aligned} \quad (4.71)$$

$$\begin{aligned} -m_v \ddot{x}_v + \left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v x_t - K_v x_v - \\ C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p - K_p x_v + K_p x_p = 0 \end{aligned} \quad (4.72)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v - K_v x_v - \right. \\ \left. K_p x_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t + K_p x_p \right] \end{aligned} \quad (4.73)$$

State Variable :

$$\dot{x}_v = V_v \quad (4.73a)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\frac{\rho}{2} A_p \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v - K_v x_v - \right. \\ \left. K_p x_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t + K_p x_p \right] \end{aligned} \quad (4.73b)$$

• Kondisi ekspansi

$$+\uparrow \sum F = m_v \ddot{x}_v \quad (4.74)$$

$$+\uparrow -m_v \ddot{x}_v + F_{Dk} - F_{Cp} + F_{Kv} - F_{Kp} = 0 \quad (4.75)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p (\dot{x}_v - \dot{x}_p) + K_v (x_t - x_v) - K_p (x_v - x_p) = 0 \quad (4.76)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p = 0 \quad (4.77)$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.78)$$

State variable :

$$\dot{x}_v = V_v \quad (4.78a)$$

$$\dot{V}_v = \frac{1}{m_v} \left[\frac{\rho}{2} (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.78b)$$

Persamaan untuk *free body diagram 3*

$$+\uparrow \sum F = m_p \ddot{x}_p \quad (4.79)$$

$$+\uparrow -m_p \ddot{x}_p + F_{Cp} + F_{Kp} = 0 \quad (4.80)$$

$$-m_p \ddot{x}_p + C_p (\dot{x}_v - \dot{x}_p) + K_p (x_v - x_p) \quad (4.81)$$

$$-m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_v - C_p \dot{x}_p + K_p x_v - K_p x_p = 0 \quad (4.82)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [-C_p \dot{x}_p - K_p x_p + C_p \dot{x}_v + K_p x_v] \quad (4.83)$$

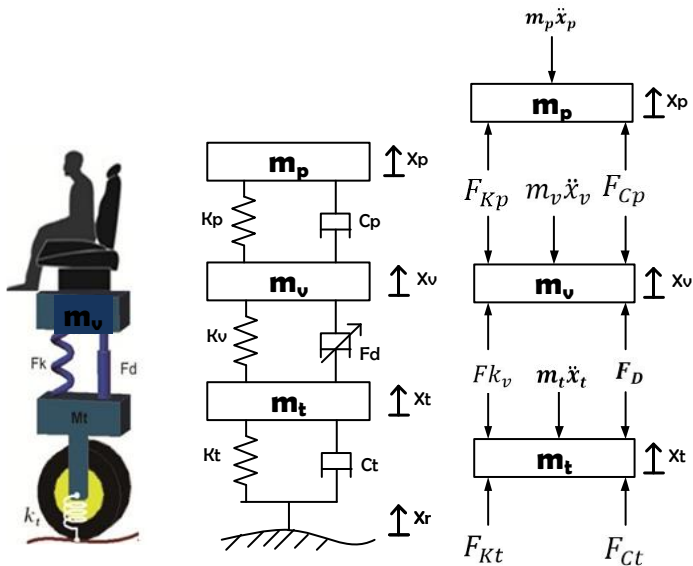
State variable :

$$\dot{x}_p = V_p \quad (4.83a)$$

$$\dot{V}_p = \frac{1}{m_p} [-C_p \dot{x}_p - K_p x_p + C_p \dot{x}_v + K_p x_v] \quad (4.83b)$$

4.2.2 Pemodelan Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*

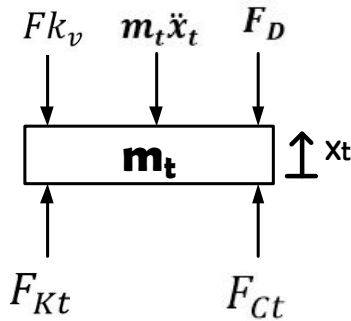
Pemodelan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah pemodelan setengah kendaraan dengan tiga derajat kebebasan (3 DOF). Pemodelan ditunjukkan dengan gambar 4.6 yang meliputi m_p yaitu massa penumpang, m_v yaitu massa kendaraan, m_t yaitu massa ban, K_p adalah konstanta kekakuan dari alas duduk penumpang, K_v yaitu konstanta kekakuan dari pegas *shock absorber*, K_t adalah konstanta kekakuan dari ban, C_p merupakan konstanta redaman dari alas duduk penumpang, C_t merupakan konstanta redaman dari ban, sedangkan F_d mewakili gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi dengan *variable orifice shock absorber*.



Gambar 4. 7 Model dinamis dan *free body diagram* sistem setengah kendaraan sepeda motor *variable orifice shock absorber*

Setelah didapatkan model dinamis dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Keterangan simbol dari persamaan dapat dilihat pada tabel 4.1.

Persamaan untuk *free body diagram* 1 :



Gambar 4. 8 *Free body diagram* 1 (massa roda)

- Kondisi kompresi

$$+\uparrow \sum F = m_t \ddot{x}_t \quad (4.84)$$

$$+\uparrow -m_t \ddot{x}_t - F_{Dk} + F_{Ct} - F_{kv} + F_{Kt} = 0 \quad (4.85)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t (\dot{x}_r - \dot{x}_t) - K_v (x_t - x_v) + K_t (x_r - x_t) = 0 \quad (4.86)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t = 0 \quad (4.87)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t + K_t x_r + K_v x_v - K_t x_t - K_v x_t \quad (4.88)$$

State variable :

$$\dot{x}_t = V_t \quad (4.88a)$$

$$\dot{V}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \quad (4.88b)$$

- Kondisi ekspansi

$$+\uparrow \sum F = m_t \ddot{x}_t \quad (4.89)$$

$$+\uparrow -m_t \ddot{x}_t - F_{De} + F_{Ct} - F_{Kv} + F_{Kt} = 0 \quad (4.90)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t (\dot{x}_r - \dot{x}_t) - K_v (x_t - x_v) + K_t (x_r - x_t) = 0 \quad (4.91)$$

$$-m_t \ddot{x}_t - \left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t = 0 \quad (4.92)$$

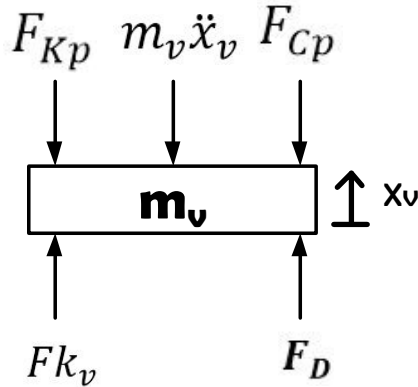
$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8 b^2 (H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \quad (4.93)$$

State variable :

$$\dot{x}_t = V_t \quad (4.93a)$$

$$\dot{V}_t = \frac{1}{m_t} \left[- \left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8 b^2 (H - x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + C_t \dot{x}_r - C_t \dot{x}_t - K_v x_t + K_v x_v + K_t x_r - K_t x_t \quad (4.93b)$$

Persamaan untuk *free body diagram* 2 :



Gambar 4. 9 *Free body diagram* 2 (massa kendaraan)

- Kondisi kompresi

$$+\uparrow \sum F = m_v \ddot{x}_v \quad (4.94)$$

$$+\uparrow -m_v \ddot{x}_v + F_{Dk} + F_{Kv} - F_{Cp} - F_{Kp} = 0 \quad (4.95)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8 b^2 (H - x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v (x_t - x_v) - C_p (\dot{x}_v - \dot{x}_p) - K_p (x_v - x_p) = 0 \quad (4.96)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v x_t - K_v x_v - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p - K_p x_v + K_p x_p = 0 \quad (4.97)$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v x_t - K_v x_v - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.98)$$

State variable :

$$\dot{x}_v = V_v \quad (4.98a)$$

$$\dot{V}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\left(\frac{\rho \pi D^2 A_p^2}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi D^2}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) + K_v x_t - K_v x_v - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.98b)$$

- Kondisi ekspansi

$$+\uparrow \sum F = m_v \ddot{x}_v \quad (4.99)$$

$$+\uparrow -m_v \ddot{x}_v + F_{Dk} + F_{Kv} - F_{Cp} - F_{Kp} = 0 \quad (4.100)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p (\dot{x}_v - \dot{x}_p) + K_v (x_t - x_v) - K_p (x_v - x_p) = 0 \quad (4.101)$$

$$-m_v \ddot{x}_v + \left[\left[\left(\frac{\rho \pi (A_p - A_{pr})^2 (D^2 - d^2)}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho \pi (D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p = 0 \quad (4.102)$$

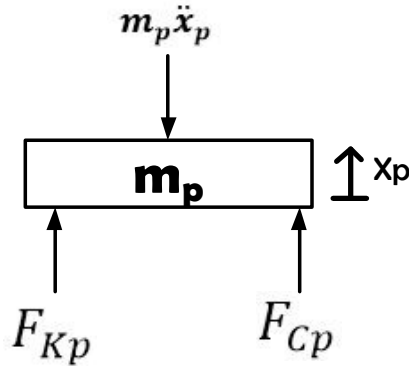
$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\left(\frac{\rho\pi(A_p - A_{pr})^2(D^2 - d^2)}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho\pi(D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.103)$$

State variable :

$$\dot{x}_v = V_v \quad (4.103a)$$

$$\dot{V}_v = \frac{1}{m_v} \left[\left[\left(\frac{\rho\pi(A_p - A_{pr})^2(D^2 - d^2)}{8b^2(H-x)^2} \right) - \left(\frac{\rho\pi(D^2 - d^2)}{8} \right) \right] v_p^2 \right] (\dot{x}_t - \dot{x}_v) - C_p \dot{x}_v + C_p \dot{x}_p + K_v x_t - K_v x_v - K_p x_v + K_p x_p \quad (4.103b)$$

Persamaan untuk *free body diagram* 3 :



Gambar 4. 10 *Free body diagram* 3 (massa penumpang)

$$+\uparrow \sum F = m_p \ddot{x}_p \quad (4.104)$$

$$+\uparrow -m_p \ddot{x}_p + F_{Cp} + F_{Kp} = 0 \quad (4.105)$$

$$-m_p \ddot{x}_p + C_p(\dot{x}_v - \dot{x}_p) + K_p(x_v - x_p) \quad (4.106)$$

$$-m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_v - C_p \dot{x}_p + K_p x_v - K_p x_p = 0 \quad (4.107)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [-C_p \dot{x}_p - K_p x_p + C_p \dot{x}_v + K_p x_v] \quad (4.108)$$

State variable :

$$\dot{x}_p = V_p \quad (4.108a)$$

$$\dot{V}_p = \frac{1}{m_p} [-C_p \dot{x}_p - K_p x_p + C_p \dot{x}_v + K_p x_v] \quad (4.108b)$$

4.3 Diagram Blok

Setelah mendapatkan persamaan gerak, dibuat diagram blok sesuai persamaan gerak baik dari sistem suspensi sebelum maupun setelah modifikasi. Kemudian diagram blok tersebut dijalankan untuk mendapatkan grafik respon yang selanjutnya akan dibahas.

4.3.1 Input yang Digunakan

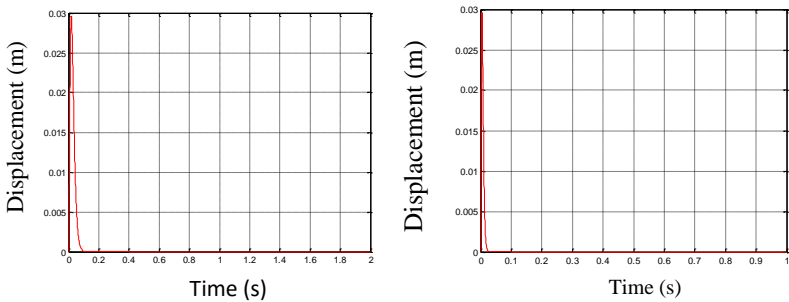
Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi pada sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber*, selain itu juga akan dilakukan simulasi pada sistem setengah kendaraan dengan pemasangan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber*. Simulasi yang dilakukan menggunakan dua jenis input yaitu *input* sinusoidal dan *input bump*, dimana *input* sinusoidal akan menghasilkan respon *steady state* sedangkan *input bump* akan menghasilkan respon transien. Kedua *input* tersebut dapat dituliskan dalam bentuk persamaan sebagai berikut :

- *Input bump*

Input bump adalah fungsi dari *severity parameter* (γ), yaitu 1 untuk *low impact*, dan 3 untuk *less severe impact* dan 5 untuk *high impact*. Nilai Y pada persamaan merupakan

amplitudo, amplitudo yang digunakan untuk simulasi yaitu sebesar 2 cm. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_v}{m_v}}$.

$$y(t) = Y 0.37e^2(\gamma\omega_0 t)e^{-\gamma\omega_0 t} \quad (4.109)$$

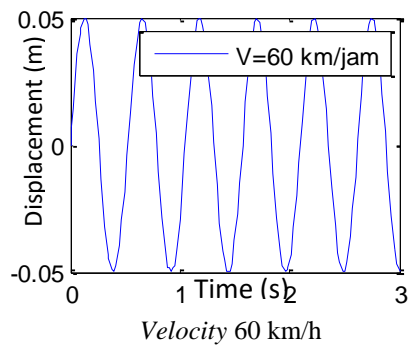
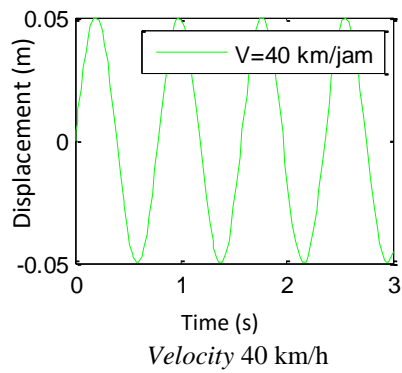
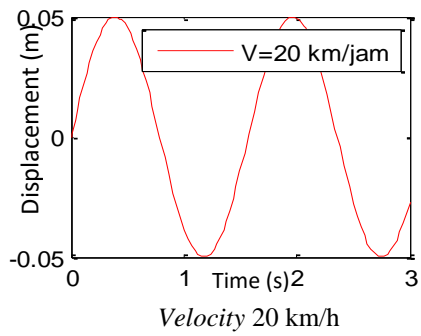


Gambar 4. 11 *Input Bump*

- *input sinusoidal*

Pada persamaan 4.17, Y adalah amplitudo yang digunakan pada simulasi, yaitu sebesar 2 cm. Pada *input sinusoidal* akan digunakan empat macam frekuensi yang masing-masing mewakili kecepatan kendaraan yang berbeda (20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, dan 80 km/jam), menggunakan rumus $\omega = 2\pi \frac{v}{\lambda}$ dalam satuan rad/s. Besar frekuensi akan divariasikan dengan panjang gelombang (λ) sebesar 10 m.

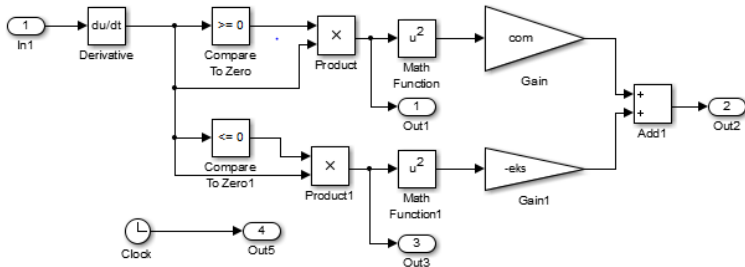
$$y(t) = Y \sin(\omega t) \quad (4.110)$$



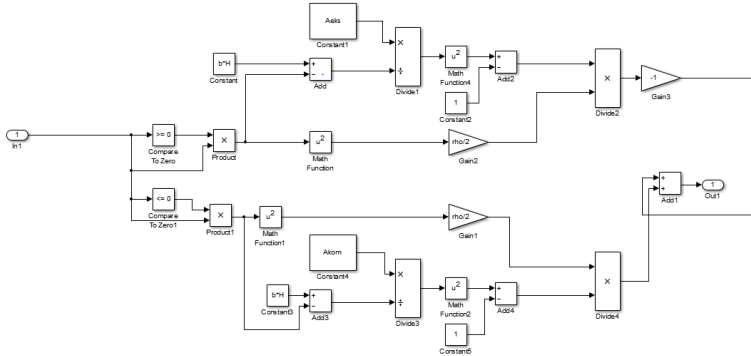
Gambar 4. 12 Profil jalan dengan input sinusoidal

4.3.2 Diagram Blok Sistem Suspensi

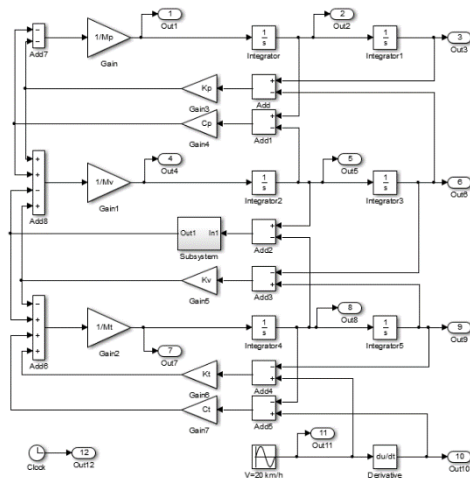
Simulasi pada sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi dengan *variable orifice shock absorber* menggunakan *input* sinusoidal dan *input bump*. Parameter yang digunakan untuk simulasi tercantum pada tabel 4.2 dan 4.3.



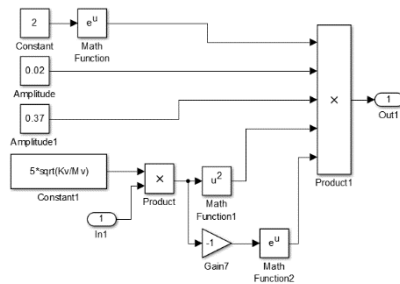
Gambar 4. 13 Blok diagram sistem suspensi sebelum modifikasi



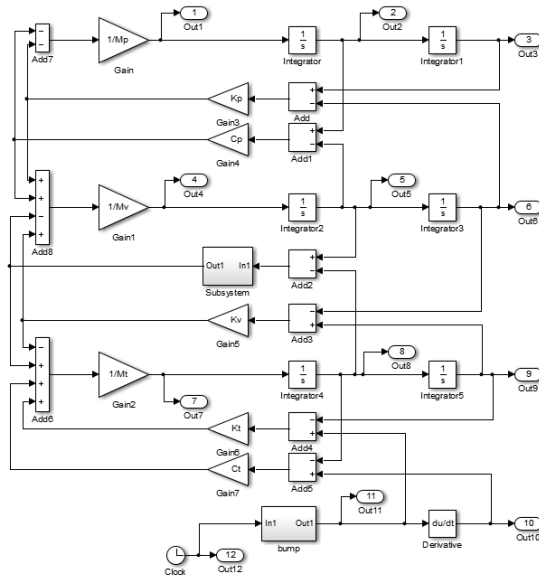
Gambar 4. 14 Blok diagram sistem suspensi *variable orifice shock absorber*



Gambar 4. 15 Blok diagram sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi sebelum modifikasi atau sistem suspensi *variable orifice shock absorber* dengan input sinusoidal



Gambar 4. 16 Diagram blok input bump



Gambar 4. 17 Blok diagram sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber* dengan input bump

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil dari pemodelan yang dilakukan adalah respon dinamis dari sistem suspensi sebelum modifikasi, sistem suspensi modifikasi dengan *variable orifice shock absorber*, sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi sebelum modifikasi, serta sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi *variable orifice shock absorber*. Bab ini akan membahas respon dinamis dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber*, respon dinamis yang dimaksud adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam yang dihasilkan oleh kedua sistem suspensi tersebut. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam yang dihasilkan dari simulasi, nilai positif merupakan nilai pada kondisi ekspansi, sedangkan nilai negatif adalah nilai pada kondisi kompresi. Respon dinamis pada sistem setengah kendaraan sepeda motor yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap waktu yang dialami oleh penumpang.

Langkah pertama untuk melakukan simulasi sistem suspensi sebelum modifikasi adalah memilih parameter yang akan digunakan seperti yang tercantum pada table 4.2 dan 4.3. Hasil simulasi dari sistem suspensi sebelum modifikasi ini nantinya dijadikan sebagai acuan pembandingan dengan sistem suspensi *variable orifice*. Simulasi pada sistem suspensi *variable orifice* dilakukan untuk menentukan besarnya dimensi *orifice* yang baru, yaitu b (lebar *orifice*) dan H (panjang *orifice*). Pada simulasi kedua suspensi tersebut yang divariasikan adalah frekuensi yang digunakan, yaitu mulai dari 0,5 Hz sampai 2 Hz dengan kenaikan 0,5 Hz. Besarnya gaya redam yang dihasilkan sistem suspensi *variable orifice* disesuaikan dengan besarnya gaya redam sistem suspensi sebelum modifikasi yang dijadikan acuan.

Langkah selanjutnya yaitu melakukan simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan pemasangan sistem suspensi

sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* dengan kecepatan kendaraan yang bervariasi. *Input* yang digunakan dalam simulasi yaitu *input* sinusoidal dan *input bump*. Dari kedua *input* tersebut akan didapatkan respon dinamis dari penumpang sepeda motor. Respon dinamis dari masing-masing sistem suspensi dibandingkan dengan kriteria kenyamanan berdasarkan RMS (*Root Mean Square*) menurut ISO 2631. Dari perbandingan grafik tersebut akan diketahui seberapa lama penumpang akan bertahan mengendarai sepeda motor dengan penggunaan kedua sistem suspensi yang berbeda.

5.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi

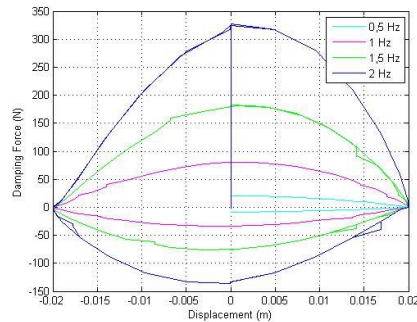
Parameter dan variasi yang digunakan untuk menjalankan simulasi pada sistem suspensi sebelum modifikasi tercantum pada tabel 5.1.

Tabel 5. 1 Parameter dan variasi sistem suspensi sebelum modifikasi

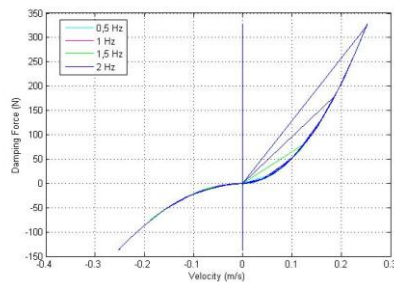
Massa jenis minyak (ρ)	Diameter orifice ekspansi (D_e)	Diameter orifice kompresi (D_k)	Diameter piston (D_p)	Diameter piston rod (D_{pr})	Frekuensi
860 kg/m ³	0,0019 m	0,0019 m	0,01616 m	0,0081 m	0.5 Hz
					1 Hz
					1.5 Hz
					2 Hz

Gambar 5.1 adalah grafik respon gaya redam terhadap (a) perpindahan dan (b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi dengan variasi frekuensi 0.5 Hz, 1 Hz, 1.5 Hz, dan 2 Hz. Dari grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dapat dilihat bahwa semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan sesuai perumusan $F = \Delta P \cdot A$, ΔP dipengaruhi oleh kecepatan piston, sedangkan kecepatan piston dipengaruhi oleh kecepatan kendaraan, dimana

kecepatan kendaraan berbanding lurus dengan frekuensi ($f = \frac{v}{\lambda}$). Sesuai dengan penjelasan sebelumnya maka frekuensi berbanding lurus dengan kecepatan, selain itu kecepatan berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Grafik gaya redam terhadap perpindahan untuk melihat pengaruh frekuensi terhadap besarnya gaya redam yang terjadi, sedangkan grafik gaya redam terhadap kecepatan untuk melihat karakteristik getaran, dari *trendline* grafik dapat mencari nilai zeta untuk mengategorikan apakah getaran yang terjadi itu termasuk *underdamped*, *overdamped* atau *critically damped*.



(a)



(b)

Gambar 5. 1 Grafik respon gaya redam terhadap (a) perpindahan(b) kecepatan pada sistem suspensi sebelum modifikasi

Pada grafik 5.1 (a) gaya redam terhadap perpindahan dan 5.1(b) gaya redam terhadap kecepatan terdapat nilai negatif yang menunjukkan proses kompresi yang terjadi pada sistem suspensi, sedangkan nilai positif menunjukkan proses ekspansi pada sistem suspensi. Pada sistem suspensi ini nilai gaya redam kompresi lebih besar jika dibandingkan dengan gaya redam saat ekspansi, hal ini dikarenakan perbandingan jumlah *orifice* yang ada adalah satu banding satu untuk kompresi dan ekspansi, selain itu juga pengaruh luasan yang bekerja saat kompresi lebih besar (A_p) dibanding luasan yang bekerja saat proses ekspansi ($A_p - A_{pr}$) sesuai persamaan 4.22 dan 4.27, dimana luasan yang bekerja tersebut berpengaruh pada besarnya gaya redam yang terjadi saat ekspansi maupun kompresi karena luasan berpengaruh terhadap perbedaan tekanan yang terjadi sesuai perumusan $F = \Delta P \cdot A$.

Pada grafik gaya redam terhadap perpindahan terlihat jelas perbedaan grafik antara masing-masing frekuensi, namun pada grafik frekuensi 0,5 Hz tampak hanya setengah siklus kerja dari sistem suspensi, hal tersebut dikarenakan waktu *setting* simulasi yang terlalu pendek, sehingga sistem suspensi memang belum mencapai dua siklus kerjanya. Pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan tidak terlihat perbedaan antara grafik frekuensi 0,5 Hz dan 1 Hz, karena grafik pada frekuensi tersebut berhimpit dengan grafik frekuensi 1,5 Hz dan 2 Hz. Karakteristik grafik respon gaya redam terhadap kecepatan diatas menunjukkan *trendline* yang meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan, begitu juga dengan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan. Data besarnya gaya redam yang dihasilkan sistem suspensi sebelum modifikasi terdapat pada tabel 5.2

Tabel 5. 2 Data gaya redam sistem suspensi sebelum modifikasi

Frekuensi (Hz)	Gaya Redam (N)	
	Ekspansi	Kompresi
0,5	8,4979	20,2443
1	34,4029	80,9770

1,5	76,4584	182,1983
2	136,3821	327,8174

5.2 Respon Dinamis Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*

Menentukan dimensi *variable orifice* dengan menggunakan formulasi pada *Ms. excel*, luas total kedua *variable orifice* maksimal sama dengan total luasan *orifice* pada sistem suspensi sebelum modifikasi, cara mencari dimensi *b* dan *H* seperti yang telah dijelaskan pada persamaan (3.1) dan (3.2) :

Lebar *orifice* (*b*) : 0,002834 m
 Panjang *orifice* (*H*) : 0,003 m

Simulasi untuk menentukan besarnya gaya redam yang dihasilkan sistem suspensi *variable orifice* menggunakan variasi frekuensi 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz. Variasi dan gaya redam yang dihasilkan dapat dilihat pada tabel 5.3

Tabel 5. 3 Variasi pada sistem suspensi *variable orifice*

Frekuensi (Hz)	Panjang orifice (mm)	Lebar orifice (mm)	Gaya redam ekspansi (N)	Gaya redam kompresi (N)
0,5	0,003 m	0,002834 m	39,3181	39,4782
1			162,5621	157,9134
1,5			342,5247	355,3055
2			649,0688	650,2498

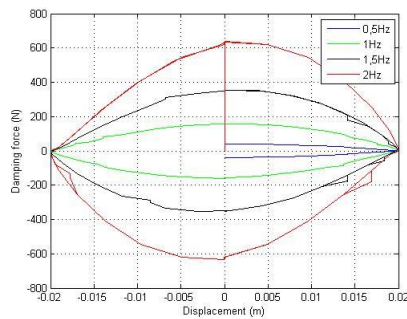
Gambar 5.2 adalah grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dan kecepatan dengan variasi frekuensi 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz. Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dapat dilihat bahwa semakin besar frekuensi maka semakin besar pula gaya redam yang dihasilkan oleh sistem

suspensi, sesuai perumusan $F = \Delta P \cdot A$, ΔP dipengaruhi oleh kecepatan piston, sedangkan kecepatan piston dipengaruhi oleh kecepatan kendaraan, dimana kecepatan kendaraan berbanding lurus dengan frekuensi ($f = \frac{v}{\lambda}$). Sesuai dengan penjelasan sebelumnya maka frekuensi berbanding lurus dengan kecepatan, selain itu kecepatan berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan. Grafik gaya redam terhadap perpindahan untuk melihat pengaruh frekuensi terhadap besarnya gaya redam yang terjadi, sedangkan grafik gaya redam terhadap kecepatan untuk melihat karakteristik getaran, dari *trendline* grafik dapat mencari nilai zeta untuk mengategorikan apakah getaran yang terjadi itu termasuk *underdamped*, *overdamped* atau *critically damped*.

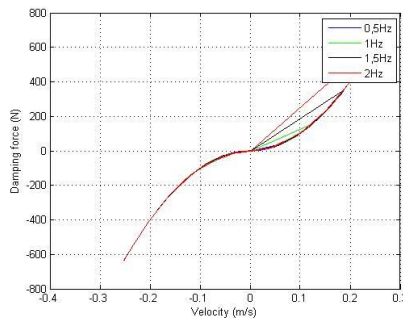
Pada grafik 5.2 (a) gaya redam terhadap perpindahan dan 5.2(b) gaya redam terhadap kecepatan terdapat nilai negatif yang menunjukkan proses kompresi yang terjadi pada sistem suspensi, sedangkan nilai positif menunjukkan proses ekspansi pada sistem suspensi. Pada sistem suspensi ini nilai gaya redam kompresi lebih besar jika dibandingkan dengan gaya redam saat ekspansi, hal ini dikarenakan perbandingan jumlah *orifice* yang ada pada dinding silinder adalah satu banding satu untuk kompresi dan ekspansi, selain itu juga pengaruh luasan yang bekerja saat kompresi lebih besar (A_p) dibanding luasan yang bekerja saat proses ekspansi ($A_p - A_{pr}$) sesuai persamaan 4.53 dan 4.57, dimana luasan yang bekerja tersebut berpengaruh pada besarnya gaya redam yang terjadi saat ekspansi maupun kompresi karena luasan berpengaruh terhadap perbedaan tekanan yang terjadi sesuai perumusan $F = \Delta P \cdot A$.

Karakteristik dari grafik gaya redam terhadap kecepatan maupun percepatan dari sistem suspensi *variable orifice* sama dengan sistem suspensi sebelum modifikasi. Pada grafik gaya redam terhadap perpindahan terlihat jelas perbedaan grafik antara masing-masing frekuensi, namun pada grafik frekuensi 0,5 Hz tampak hanya setengah siklus kerja dari sistem suspensi, hal tersebut dikarenakan waktu *setting* simulasi yang terlalu pendek, sehingga sistem suspensi memang belum mencapai dua siklus

kerjanya. Pada grafik respon gaya redam terhadap kecepatan tidak terlihat perbedaan antara grafik frekuensi 0,5 Hz dan 1 Hz, karena grafik pada frekuensi tersebut berhimpit dengan grafik frekuensi 1,5 Hz dan 2 Hz. Karakteristik grafik respon gaya redam terhadap kecepatan diatas menunjukkan *trendline* yang meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan kendaraan, begitu juga dengan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan. Data besarnya gaya redam yang dihasilkan sistem suspensi sebelum modifikasi terdapat pada tabel 5.2



(a)



(b)

Gambar 5. 2 Grafik respon gaya redam terhadap (a) perpindahan (b) kecepatan pada sistem suspensi *variable orifice*

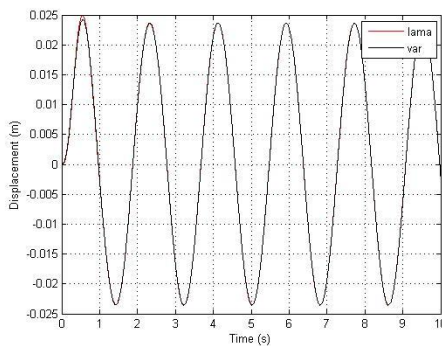
5.3 Perbandingan Respon Dinamis Penumpang pada Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor dengan Penggunaan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice Shock Absorber*

Setelah simulasi pada sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* selesai dilakukan, maka aplikasikan kedua sistem suspensi tersebut pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan *input* sinusoidal dan *input bump* dengan variasi kecepatan yang digunakan 20 km/jam, 40 km/jam, 60 km/jam, dan 80 km/jam.

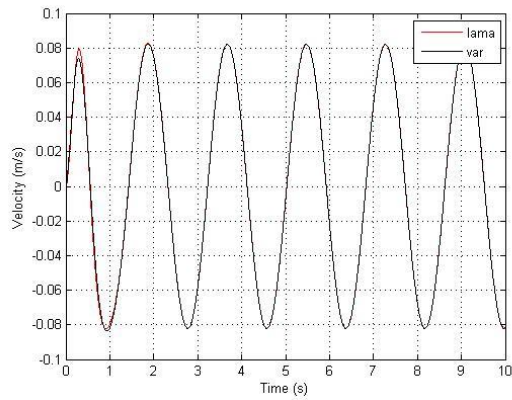
5.3.1 Respon penumpang terhadap *Input* sinusoidal

Input sinusoidal digunakan untuk melihat respon dinamis sistem seperempat kendaraan akibat beban harmonik, serta untuk melihat waktu yang dibutuhkan sistem untuk mencapai kondisi *steady state*. Simulasi dengan input sinusoidal ini juga untuk melihat kenyamanan penumpang atau ketahanan penumpang dalam mengendarai kendaraan dengan sistem suspensi tertentu, yaitu dengan mencari percepatan rms yang kemudian dimasukkan ke grafik ISO 2631.

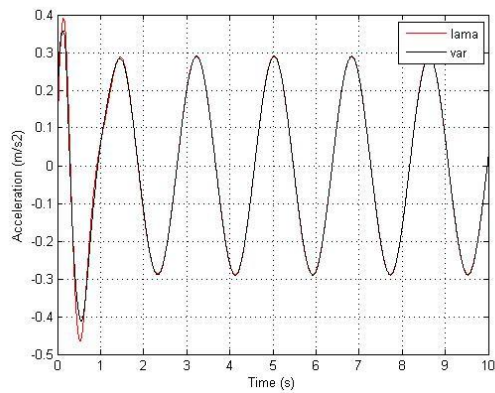
5.3.1.1 Kecepatan 20 km/jam



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 3 Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan *input* sinusoidal ($v = 20$ km/jam)

Tabel 5. 4 Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* ($v = 20$ km/jam)

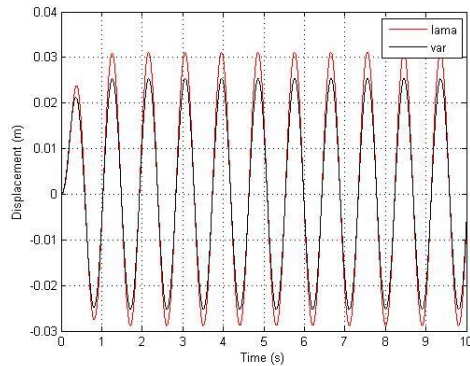
Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s^2)
Sebelum modifikasi	0,0250	0,0828	0,4653
<i>Variable orifice</i>	0,0242	0,0836	0,4127

Gambar 5.3 adalah grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan dan (c) percepatan kendaraan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* pada kecepatan 20 km/jam. Dapat dilihat bahwa ketiga grafik tersebut menghasilkan respon *steady state*, respon dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* pada waktu yang sama. Kedua sistem suspensi ini mencapai *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu, setelah 2 detik untuk kecepatan terhadap waktu, dan setelah 3 detik untuk percepatan terhadap waktu.

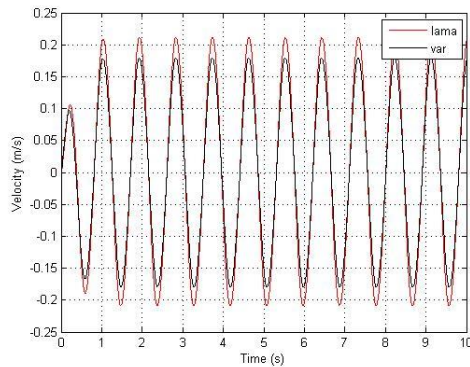
Pada grafik hasil simulasi sistem suspensi sebelum modifikasi didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0250 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0828 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 0,4653 m/s^2 . Sedangkan pada grafik hasil simulasi sistem suspensi *variable orifice* didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0242 m, kecepatan maksimum sebesar 0,0823 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 0,4127 m/s^2 . Dari data hasil simulasi dapat disimpulkan bahwa sistem suspensi *variable orifice* memiliki respon dinamis lebih baik daripada sistem suspensi sebelum modifikasi pada kecepatan 20 km/jam, karena nilai dari respon dinamisnya lebih kecil dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi. Namun pada kecepatan 20 km/jam ini perbedaan

respon dinamis dari kedua sistem suspensi tidak signifikan, contohnya pada perbedaan perpindahan maksimum kedua sistem suspensi yang hanya mencapai 3,2% dari perpindahan maksimum sebelum modifikasi. Data respon dinamis kedua sistem suspensi dapat dilihat pada tabel 5.4.

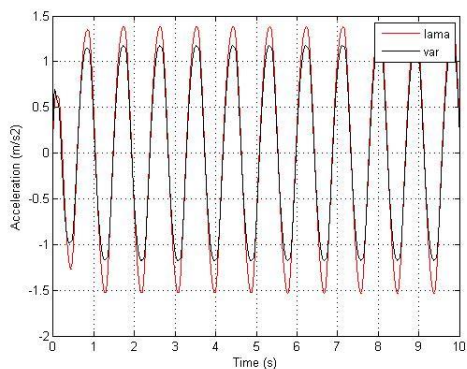
5.3.1.2 Kecepatan 40 km/jam



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 4 Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan *input* sinusoidal ($v = 40 \text{ km/jam}$)

Tabel 5. 5 Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* ($v = 40 \text{ km/jam}$)

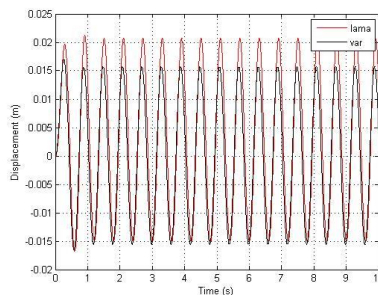
Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
Sebelum modifikasi	0,0312	0,2118	1,5349
<i>Variable orifice</i>	0,0254	0,1797	1,1737

Gambar 5.4 adalah grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan dan (c) percepatan kendaraan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* pada kecepatan 40 km/jam. Dapat dilihat bahwa ketiga grafik tersebut menghasilkan respon *steady state*, respon dari sistem suspensi

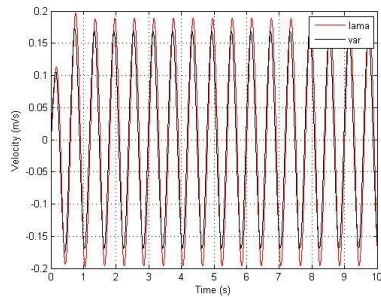
sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* pada waktu yang sama. Kedua sistem suspensi mencapai *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu, setelah 1 detik untuk kecepatan terhadap waktu, dan setelah 1 detik untuk percepatan terhadap waktu.

Pada grafik hasil simulasi sistem suspensi sebelum modifikasi didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0212 m, kecepatan maksimum sebesar 0,2118 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,5349 m/s². Sedangkan pada grafik hasil simulasi sistem suspensi *variable orifice* didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0171m, kecepatan maksimum sebesar 0,1797 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,1737 m/s². Respon yang diberikan sistem suspensi *variable orifice* berbeda dengan sistem suspensi sebelum modifikasi, sistem suspensi *variable orifice* ini memiliki nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan maksimal yang lebih kecil dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi. Perbedaan respon dinamis dari kedua sistem suspensi ini mulai terlihat jelas pada kecepatan 40 km/jam, contohnya pada perbedaan perpindahan maksimum kedua sistem suspensi yang mencapai 18,6% dari perpindahan maksimum sistem suspensi sebelum modifikasi. Data respon dinamis kedua sistem suspensi dapat dilihat pada tabel 5.5.

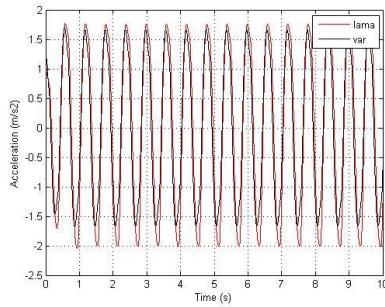
5.3.1.3 Kecepatan 60 km/jam



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 5 Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input sinusoidal ($v = 60$ km/jam)

Gambar 5.5 adalah grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan dan (c) percepatan kendaraan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* pada kecepatan 60 km/jam. Dapat dilihat bahwa ketiga grafik tersebut menghasilkan respon *steady state*, respon dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* pada waktu yang sama, yaitu setelah 1 detik untuk

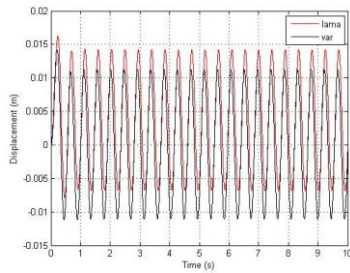
perpindahan terhadap waktu, setelah 2 detik untuk kecepatan terhadap waktu, dan setelah 1 detik untuk percepatan terhadap waktu.

Pada grafik hasil simulasi sistem suspensi sebelum modifikasi didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0212 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1981 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 2,0411 m/s². Sedangkan pada grafik hasil simulasi sistem suspensi *variable orifice* didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0171 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1745 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 1,6725 m/s². Respon yang diberikan sistem suspensi *variable orifice* berbeda dengan sistem suspensi sebelum modifikasi. Sistem suspensi *variable orifice* memiliki perpindahan, kecepatan dan percepatan yang cenderung lebih kecil dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi. Pada kecepatan 60 km/jam ini perbedaan respon dinamis dari kedua sistem suspensi terlihat jelas, contohnya pada perbedaan perpindahan maksimum kedua sistem suspensi yang mencapai 19,3% dari perpindahan maksimum sebelum modifikasi. Data respon dinamis kedua sistem suspensi dapat dilihat pada tabel 5.6.

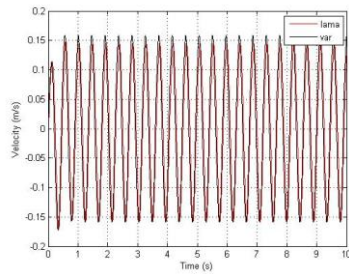
Tabel 5. 6 respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* ($v = 60$ km/jam)

Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
Sebelum modifikasi	0,0212	0,1981	2,0411
<i>Variable orifice</i>	0,0171	0,1745	1,6725

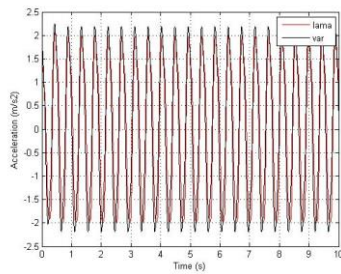
5.3.1.4 Kecepatan 80 km/jam



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 6 Grafik respon (a) perpindahan (b) kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan *input* sinusoidal ($v = 80 \text{ km/jam}$)

Tabel 5. 7 Nilai respon dinamis hasil simulasi setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* ($v = 80$ km/jam)

Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s^2)
Sebelum modifikasi	0,0162	0,1718	2,0600
<i>Variable orifice</i>	0,0143	0,1722	2,2496

Gambar 5.6 adalah grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan dan (c) percepatan kendaraan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* pada kecepatan 80 km/jam. Dapat dilihat bahwa ketiga grafik tersebut menghasilkan respon *steady state*, respon dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* pada waktu yang hampir sama. Kedua sistem suspensi mencapai *steady state* setelah 1 detik untuk perpindahan terhadap waktu, kecepatan terhadap waktu, dan percepatan terhadap waktu.

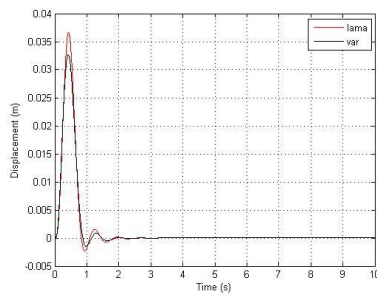
Pada grafik hasil simulasi sistem suspensi sebelum modifikasi didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0162 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1718 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 2,0600 m/s^2 . Sedangkan pada grafik hasil simulasi sistem suspensi *variable orifice* didapatkan nilai perpindahan maksimum penumpang sebesar 0,0143 m, kecepatan maksimum sebesar 0,1722 m/s, dan percepatan maksimum sebesar 2,2496 m/s^2 . Respon yang diberikan sistem suspensi *variable orifice* berbeda dengan sistem suspensi sebelum modifikasi. Perbedaan perpindahan maksimum kedua sistem suspensi yang mencapai 11,7% dari perpindahan maksimum sebelum modifikasi. Pada kecepatan 80 km/jam ini kecepatan dan percepatan maksimum sistem suspensi *variable orifice* memiliki nilai lebih besar dibanding kecepatan dan percepatan maksimum

sistem suspensi sebelum modifikasi, ini merupakan karakteristik dari sistem suspensi variable orifice dimana sistem suspensi ini memiliki kecepatan dan percepatan yang lebih besar pada saat kecepatan tinggi. Data respon dinamis kedua sistem suspensi dapat dilihat pada tabel 5.7.

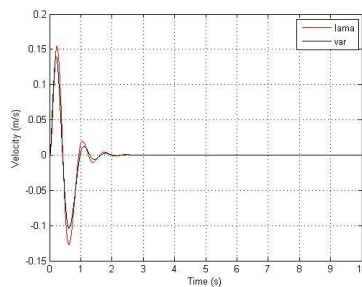
5.3.2 *Input bump*

Input bump digunakan untuk melihat respon sistem terhadap beban kejut (respon transien). Pada simulasi ini *severity parameter* yang digunakan hanya 1 dan 3. *Severity* 1 untuk beban *low impact* sedangkan 5 untuk *high impact*. Amplitudo yang digunakan 2 cm.

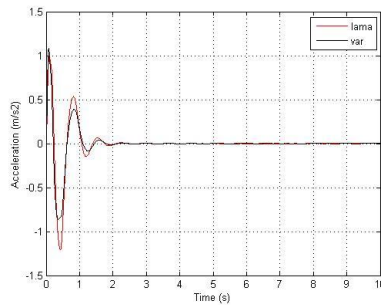
5.3.2.1 *Low Impact*



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 7 Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input bump ($\gamma = 1$)

Gambar 5.8 merupakan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan sepeda motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 1$). Dari ketiga grafik tersebut respon transien yang didapat dari kedua sistem suspensi berbeda, sistem suspensi sebelum modifikasi mencapai *steady state* saat 1,8 detik untuk respon perpindahan, setelah 1,9 detik untuk respon kecepatan dan percepatan. Sedangkan untuk sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* setelah 2 detik untuk perpindahan, setelah 2 detik untuk respon kecepatan, dan setelah 2 detik untuk respon percepatan. Data perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimal kedua sistem suspensi terdapat pada tabel 5.8.

Grafik 5.8 menunjukkan respon dinamis kedua sistem suspensi terhadap *input bump*. Respon dinamis dari sistem suspensi sebelum modifikasi memiliki nilai perpindahan maksimal 0,0366 m, kecepatan maksimal 0,1541 m/s, percepatan maksimal 1,2064 m/s². Sedangkan respon dinamis dari sistem suspensi *variable orifice* memiliki nilai perpindahan maksimal 0,0327 m, kecepatan maksimal 0,1405 m/s, dan percepatan maksimal 0,8638

m/s². Respon dinamis pada sistem suspensi *variable orifice* lebih kecil dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi pada perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimumnya. Dari data yang didapat dapat disimpulkan bahwa sistem suspensi *variable orifice* memiliki respon dinamis yang lebih baik dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi saat dikenai beban kejut rendah (*low impact*).

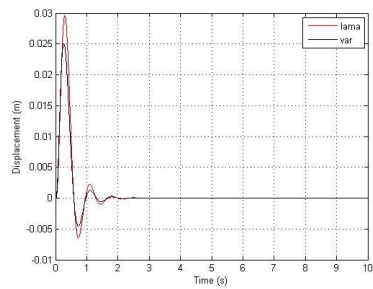
Tabel 5.8 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan *input bump* ($\gamma = 1$)

Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
Sebelum modifikasi	0,0366	0,1541	1,2064
Variable orifice	0,0327	0,1405	0,8638

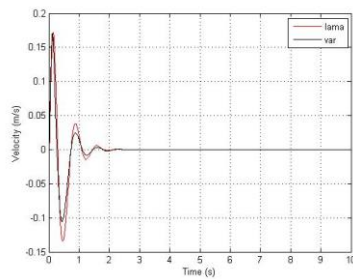
5.3.2.2 High Impact

Tabel 5.9 Nilai perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimum pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan *input bump* ($\gamma = 5$)

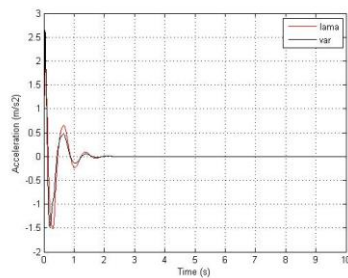
Jenis Suspensi	Perpindahan Maksimum (m)	Kecepatan Maksimum (m/s)	Percepatan Maksimum (m/s ²)
Sebelum modifikasi	0,0296	0,1718	2,2240
Variable orifice	0,0251	0,1706	2,6402



(a)



(b)



(c)

Gambar 5. 8 Grafik respon (a) perpindahan (b)kecepatan (c) percepatan terhadap waktu pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan input bump ($\gamma = 5$).

Gambar 5.8 merupakan grafik respon dinamis sistem setengah kendaraan sepeda motor berupa perpindahan (a), kecepatan (b), dan percepatan (c) pada setengah kendaraan sepeda motor terhadap waktu dengan input *bump* ($\gamma = 5$). Dari ketiga grafik tersebut respon transien yang didapat dari kedua sistem suspensi berbeda, sistem suspensi sebelum modifikasi mencapai *steady state* saat 1,9 detik untuk respon perpindahan, setelah 1,9 detik untuk respon kecepatan dan percepatan. Sedangkan untuk sistem suspensi *variable orifice* mencapai *steady state* setelah 2 detik untuk perpindahan, setelah 2 detik untuk respon kecepatan, dan setelah 2 detik untuk respon percepatan. Data perpindahan, kecepatan, dan percepatan maksimal kedua sistem suspensi terdapat pada tabel 5.9.

Grafik 5.8 menunjukkan respon dinamis kedua sistem suspensi terhadap *input bump*. Respon dinamis dari sistem suspensi sebelum modifikasi memiliki nilai perpindahan maksimal 0,0296 m, kecepatan maksimal 0,1718 m/s, percepatan maksimal 2,2240 m/s². Sedangkan respon dinamis dari sistem suspensi *variable orifice* memiliki nilai perpindahan maksimal 0,0251 m, kecepatan maksimal 0,1706 m/s, dan percepatan maksimal 2,6402 m/s².

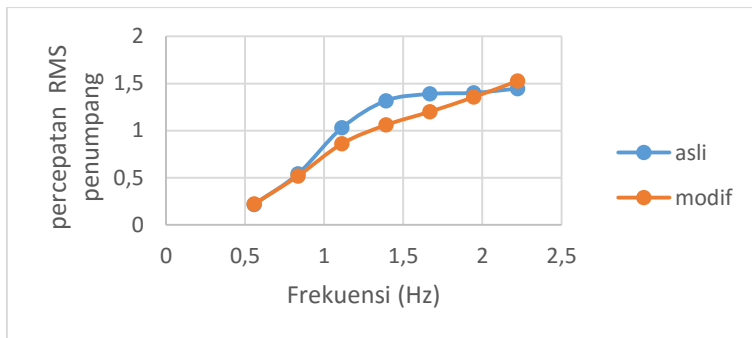
Dari data yang didapat menunjukkan bahwa nilai perpindahan dan kecepatan maksimum yang dihasilkan sistem suspensi *variable orifice* lebih kecil dibanding respon dinamis sistem suspensi sebelum modifikasi.

5.4 Perbandingan RMS (*Root Mean Square*) Percepatan Penumpang pada Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice* dengan Variasi Kecepatan Kendaraan

Untuk menganalisa kenyamanan penumpang kendaraan akibat eksitasi sinusoidal maka digunakan standar kenyamanan ISO 2631. Simulasi dilakukan dengan variasi kecepatan mulai 20 km/jam sampai 80 km/jam dengan kenaikan setiap 10 km/jam. Dengan kecepatan tersebut maka untuk mencari besar frekuensinya

menggunakan persamaan $f = \frac{v}{\lambda}$, dengan asumsi panjang jalan adalah 10 m. Nilai percepatan RMS didapatkan dari *simulasi MATLAB*. Nilai percepatan RMS yang didapat dari masing-masing kecepatan diplot pada grafik RMS kenyamanan ISO 2631. Dari grafik tersebut dapat diketahui lamanya ketahanan pengemudi saat berkendara menurut standar ISO 2631 untuk setiap frekuensi kendaraan. Besarnya percepatan RMS setiap frekuensi dapat dilihat pada tabel 5.10.

Grafik perbandingan nilai percepatan RMS dari respon penumpang kendaraan yang menggunakan sistem suspensi yang sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice* dapat dilihat pada gambar 5.9.

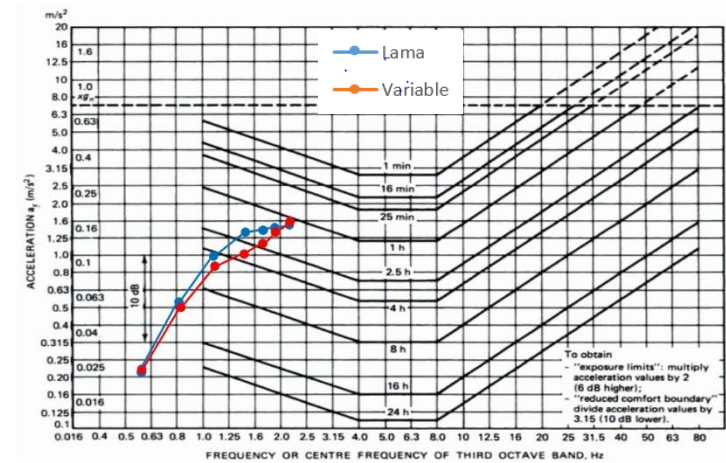


Gambar 5. 9 Perbandingan percepatan RMS dari respon penumpang kendaraan yang menggunakan sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice*

Tabel 5. 10 Nilai percepatan RMS dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice*

Kecepatan (km/jam)	Frekuensi (Hz)	Percepatan RMS Penumpang (m/s ²)	
		Suspensi sebelum modifikasi	<i>Suspensi variable orifice</i>
20	0.5556	0,2148	0,2185

30	0.8333	0,5398	0,5169
40	1.1111	1,028	0,8599
50	1.3889	1,3164	1,0582
60	1.6667	1,3885	1,1996
70	1.9444	1,4006	1,3547
80	2.2222	1,4457	1,5261



Gambar 5. 10 Grafik hasil dari plotting percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan penumpang saat berkendara berdasarkan ISO 2631.

Tabel 5. 11 Perbandingan nilai ketahanan pengemudi saat berkendara dengan kendaraan yang menggunakan sistem suspensi sebelum modifikasi dan *variable orifice*

Kecepatan (km/jam)	Ketahanan Berkendara	
	Suspensi sebelum modifikasi	Suspensi <i>variable orifice</i>
20	24 jam	24 jam

30	8 jam	8 jam
40	4 jam	4 jam
50	1 jam	2,5 jam
60	1 jam	1 jam
70	1 jam	1 jam
80	1 jam	1 jam

Pada gambar 5.10 dapat diketahui hasil *plotting* percepatan RMS penumpang terhadap frekuensi kendaraan untuk mengetahui ketahanan penumpang berdasarkan standar ISO 2631. Berdasarkan grafik ketahanan pengemudi tersebut, untuk kendaraan dengan sistem suspensi sebelum modifikasi dan *variable orifice* dapat diketahui bahwa pada kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam lamanya ketahanan pengemudi adalah sama, kecuali pada kecepatan 50 km/jam terjadi perbedaan ketahanan penumpang yaitu 1 jam untuk sistem suspensi sebelum modifikasi dan 2,5 jam untuk sistem suspensi *variable orifice*. Sistem suspensi *variable orifice* menunjukkan *trend line* yang sedikit lebih rendah dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi.

Berdasarkan grafik ISO 2631 kendaraan dengan sistem suspensi *variable orifice* memiliki ketahanan penumpang yang sama dengan suspensi sebelum modifikasi kecuali pada kecepatan 50 km/jam. Dari analisis ketahanan pengemudi saat berkendara, dapat disimpulkan untuk kedua sistem suspensi bahwa semakin bertambahnya kecepatan maka respon ketahanan pengemudi semakin menurun. Nilai respon ketahanan pengemudi dapat diketahui pada tabel 5.11

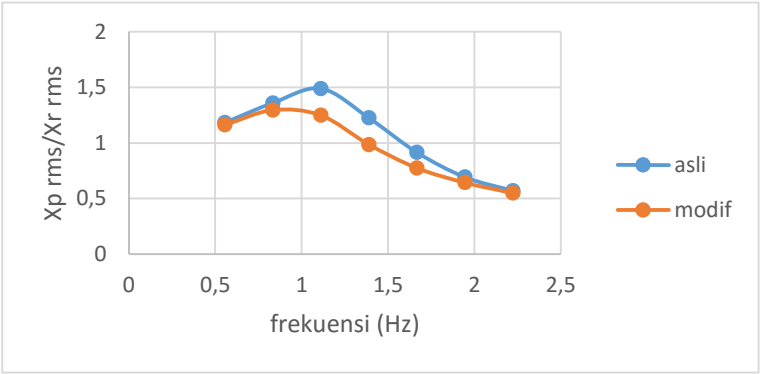
5.5 Perbandingan *Dispalacement Transmissibility Input Sinusoidal* pada Sistem Setengah Kendaraan Sepeda Motor Menggunakan Sistem Suspensi Sebelum Modifikasi dan Sistem Suspensi *Variable Orifice*

Tabel 5.12 adalah data perpindahan RMS hasil simulasi pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dengan penggunaan sistem suspensi sebelum modifikasi dan *variable orifice*. Kedua

sistem suspensi disimulasikan pada kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam setiap kenaikan 10 km/jam dengan asumsi panjang jalan sebesar 10 m (λ).

Tabel 5. 12 Nilai perpindahan RMS dari sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice*

F (Hz)	Xr rms(m)	Sebelum Modifikasi		Variable Orifice	
		Xprms (m)	Xprms/Xr rms	Xprms (m)	Xprms/Xr rms
0,5556	0,0142	0,0168	1,183099	0,0165	1,161972
0,8333	0,0142	0,0193	1,359155	0,0184	1,295775
1,1111	0,0141	0,021	1,489362	0,0176	1,248227
1,3889	0,0142	0,0174	1,225352	0,014	0,985915
1,6667	0,0142	0,013	0,915493	0,011	0,774648
1,9444	0,0143	0,0099	0,692308	0,0092	0,643357
2,2222	0,0144	0,0082	0,569444	0,0079	0,548611



Gambar 5. 11 Grafik perbandingan *displacement transmissibility* antara penggunaan sistem suspensi sebelum modifikasi dan *variable orifice*

Dari tabel 5.12 didapatkan grafik seperti pada gambar 5.11. Gambar tersebut merupakan grafik X_{RMS}/X_r terhadap variasi frekuensi dari kecepatan kendaraan, dimana X_{RMS} menunjukkan

respon perpindahan RMS penumpang dan x_r menunjukkan amplitudo yang digunakan sebagai *input* profil jalan yaitu sebesar 0.02 m.

Gambar 5.11 adalah grafik perpindahan *transmissibility*, dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa sistem suspensi sebelum modifikasi dan *variable orifice* memiliki karakteristik grafik yang sama yaitu memiliki trendline yang meningkat. Namun berdasarkan data nilai x_{rms}/x_r , sistem suspensi memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi sebelum modifikasi, sehingga dapat dikatakan lebih baik.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Dari data hasil simulasi dan analisis pada sistem suspensi sebelum modifikasi dan sistem suspensi *variable orifice shock absorber* pada sistem setengah kendaraan sepeda motor dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Gaya redam pada sistem suspensi *variable orifice shock absorber* lebih besar dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi pada frekuensi 0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz saat ekspansi maupun kompresi.
2. Respon dinamis berupa percepatan, kecepatan, dan perpindahan terhadap waktu pada sistem suspensi dengan *variable orifice* pada semua frekuensi (0,5 Hz, 1 Hz, 1,5 Hz, dan 2 Hz) memiliki nilai yang lebih kecil dibanding dengan sistem suspensi sebelum modifikasi, kecuali pada kecepatan 80 km/jam percepatan rms sistem suspensi *variable orifice* lebih besar dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi.
3. Berdasarkan grafik ketahanan ISO 2631, ketahanan penumpang pada kendaraan dengan sistem suspensi *variable orifice* sama dengan sistem suspensi sebelum modifikasi pada kecepatan 20 km/jam hingga 80 km/jam, kecuali pada 50 km/jam.
4. Dari simulasi yang dilakukan dengan input bump, respon dinamis dari sistem suspensi *variable orifice* memiliki nilai yang lebih kecil dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi, kecuali pada simulasi *high impact*, percepatan yang dihasilkan sistem suspensi *variable orifice* lebih besar nilainya dibanding sistem suspensi sebelum modifikasi.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian eksperimen pada sistem suspensi yang telah dimodifikasi untuk lebih memastikan hasil yang didapat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] International Standard Organization. 1997. **ISO 2631-1 Mechanical Vibration and shock – Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration Part 1: General requirements.**
- [2] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition.** Miami: Pearson Education, Inc.
- [3] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2015. **Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro-pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas Serta Respon Dinamis Mobil.** Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [4] Ferdek, Urszula dan Łuczko, Jan. 2010. **Modelling and Analysis of a Twin Tube Hydraulic Shock Absorber.** Polandia : Cracow University.
- [5] Fox dan McDonald's. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition.** Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [6] Tae, Lee Choon dan Young, Byung Moon. 2004. **Simulation and Experimental Validation of Vehicle Dynamic Characteristics for Perpindahan-sensitive Shock Absorber.** Korea Selatan : Busan National University.
- [7] Sutantra, Nyoman I. 2001. **Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya.** Surabaya: Penerbit Guna Widya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Ayu Aulia Hakim dilahirkan di Situbondo, 12 April 1993 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama (Alm.) Djunaedi dan Kristin Mardiana S.Pd.. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN POJOK II, Kec. Mojoroto, Kota Kediri, pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 4, Kota Kediri pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1, Kota Kediri pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten dosen di kelas maupun asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Divisi *Human Resource Development* (HRD) di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) pada tahun 2013-2016.

“Just Keep Smile Like an Idiot” adalah motto hidup penulis yang menjadikan penulis lebih bersemangat dan selalu *positive thinking* dalam menghadapi segala kondisi. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email ayuauleea@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”